



Dibujo Industrial

Jesús Félez
M^a Luisa Martínez

INGENIERIA


EDITORIAL
SÍNTESIS



Ing. Jose L. Abia
Elementos de D.R.
y D de R.

DIBUJO INDUSTRIAL

Elementos de
dibujo mecanico.
y dibujo de mag.
Ing. Jose L. Abia
U.N. de C.
Santa F.

PROYECTO EDITORIAL
SÍNTESIS INGENIERÍA

Áreas de publicación:

INGENIERÍA INDUSTRIAL
COORDINADORA: Alicia Larena

DIBUJO INDUSTRIAL

Jesús Félez
M^a Luisa Martínez

Diseño de cubierta: Bellbet Studio

© Jesús Félez
M^a Luisa Martínez

© EDITORIAL SÍNTESIS, S. A.
Vallehermoso, 34. 28015 Madrid
Teléfono (91) 593 20 98

Depósito legal: M. 29029-1995
ISBN: 84-7738-331-6

Impresión: Lavel, S. A.
Impreso en España - Printed in Spain

Reservados todos los derechos. Está prohibido, bajo las sanciones penales y el resarcimiento civil previstos en las leyes, reproducir, registrar o transmitir esta publicación, íntegra o parcialmente, por cualquier sistema de recuperación y por cualquier medio, sea mecánico, electrónico, magnético, electroóptico, por fotocopia o por cualquier otro, sin la autorización previa por escrito de Editorial Síntesis, S. A.

AENOR ha autorizado la utilización y publicación o referencia de las Normas recogidas en la presente publicación correspondiendo a AENOR los derechos de copyright de dichas normas.

Año publicación 1995

A Natalia





ÍNDICE *Ing. Mariana Jirón Popova*

PRÓLOGO.....	15
--------------	----

1. EL DIBUJO INDUSTRIAL

1.1. Tipos de dibujos técnicos	20
1.1.1. Según el tipo de representación	20
1.1.2. Según el contenido.....	20
1.1.3. Según la clase de confección.....	25
1.2. Contenido de un dibujo técnico.....	25
1.3. Cuadro de rotulación.....	25
1.4. Formatos de papel y presentación de los elementos gráficos en las hojas de dibujo ..	26
1.4.1. Formatos	26
1.4.2. Cuadro de rotulación.....	27
1.4.3. Márgenes y recuadro	28
1.4.4. Señales de centrado	28
1.4.5. Señales de orientación.....	29
1.4.6. Graduación métrica de referencia	30
1.4.7. Sistema de coordenadas	30
1.4.8. Señales de corte.....	30
1.5. Rotulación.....	31
1.6. Escalas	31
1.7. Numeración de planos.....	31
1.8. Referencias a elementos	32
1.9. Lista de piezas	33
1.10. Plegado de planos	34
1.11. Normativa	35

2. FORMAS DE EJECUCIÓN

2.1. Introducción	37
2.2. Material de dibujo	37
2.2.1. Tableros de dibujo	38
2.2.2. Reglas graduadas	39
2.2.3. Escuadra y cartabón	39
2.2.4. Reglas para la medición de ángulos	40
2.2.5. Reglas de curvas y plantillas.....	40
2.2.6. Compases	41
2.2.7. Lapiceros y portaminas	41
2.2.8. Estilógrafos de tinta.....	42
2.3. La croquización.....	42
2.3.1. Las líneas y el croquis.....	43
2.3.2. Croquizado de círculos y arcos.....	44

2.3.3.	Proporción en el croquis	44
2.3.4.	Croquizado de perspectivas isométricas	46
2.4.	El diseño asistido por ordenador	47
2.4.1.	Hardware	47
2.4.2.	Estructura de un PC	48
2.4.3.	Dispositivos de entrada de datos	49
2.4.4.	Dispositivos de salida	49
2.5.	CAD/CAM/CIM/CAE	51
2.6.	Los sistemas CAD	51
2.6.1.	Creación del modelo	53
2.6.2.	Creación de la geometría bidimensional	53
2.6.3.	Creación de las superficies de la pieza	55
2.6.4.	Acotación	57
2.6.5.	Creación del cuerpo tridimensional	57
2.6.6.	Representación realista del modelo	58
 3. PRINCIPIOS GENERALES DE REPRESENTACIÓN		
3.1.	Los sistemas de representación	61
3.2.	La proyección cilíndrica ortogonal	62
3.3.	Métodos de proyección	64
3.3.1.	El sistema europeo	65
3.3.2.	El sistema americano	69
3.4.	Tipos de líneas	72
3.5.	Criterios para la selección de las vistas	75
3.6.	Otros tipos de vistas: vistas particulares, vistas parciales y vistas locales	76
3.7.	Cortes y secciones	80
3.7.1.	Secciones	91
3.8.	Otras consideraciones en la representación de piezas	92
3.9.	Perspectivas	99
3.10.	Normativa	100
 4. PROCESOS DE FABRICACIÓN		
4.1.	Clasificación de los procesos de fabricación	101
4.1.1.	Fabricación por formación	101
4.1.2.	Fabricación por conformación	101
4.1.3.	Fabricación por arranque de material	102
4.2.	Torneado	103
4.3.	Taladrado	105
4.4.	Fresado	106
4.5.	Cepillado y mortajado	107
4.6.	Brochado	108
4.7.	Esmerilado	109
4.8.	Roscado de piezas	109
 5. TOMA DE MEDIDAS		
5.1.	Medida de longitudes	112
5.1.1.	Regla graduada	112
5.1.2.	Compases y calibres	112
5.1.3.	Pie de rey	113
5.1.4.	Micrómetro	114

5.2.	Aparatos para medición de ángulos.....	116
5.3.	Ejercicios resueltos	118
X 6. ACOTACIÓN		
6.1.	Principios generales de acotación. Normas	123
6.1.1.	Método de ejecución de la acotación	125
6.1.2.	Acotación de círculos, radios, arcos, cuadrados y esferas	133
6.1.3.	Disposición general de las cotas.....	137
6.1.4.	Elementos equidistantes y elementos repetitivos.....	140
6.1.5.	Chapflanes y avellanados.....	142
6.1.6.	Inclinación y conicidad.....	143
6.1.7.	Otras indicaciones.....	145
6.1.8.	Acotación de perfiles.....	146
6.2.	Metodología de acotación.....	147
6.3.	Influencia de la fabricación en la acotación	151
6.3.1.	Acotación para procesos de arranque de viruta	151
6.3.2.	Acotación para doblado y forjado.....	158
6.3.3.	Acotación de indicaciones especiales en superficies.....	159
6.3.4.	Acotación para la fundición	159
6.3.5.	Fabricación por inyección.....	160
6.4.	Criterios generales de acotación.....	160
6.4.1.	Procedimiento de fabricación.....	160
6.4.2.	Función de las piezas.....	161
6.4.3.	Verificación y control	161
6.4.4.	Transferencia de cotas.....	162
6.4.5.	Normas generales.....	168
6.5.	Normativa	168
X 7. TOLERANCIAS DIMENSIONALES		
7.1.	Tolerancias dimensionales	169
7.1.1.	Definiciones	169
7.1.2.	Representación de las tolerancias.....	171
7.1.3.	Calidad de la tolerancia.....	172
7.1.4.	Posición de la zona de tolerancia.....	173
7.2.	Ajustes.....	178
7.2.1.	Introducción y definiciones.....	178
7.2.2.	Representación de los ajustes.....	179
7.2.3.	Sistemas ISO de ajuste	180
7.2.4.	Elección de los ajustes. Aplicaciones	182
7.2.5.	Determinación del ajuste normalizado	184
7.3.	Verificación de las tolerancias dimensionales	192
7.4.	Tolerancias generales dimensionales.....	194
7.5.	Normativa	196
7.5.	Once problemas resueltos.....	196
X 8. TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS		
8.1.	Definiciones.....	217
8.2.	Símbolos.....	217
8.3.	Indicaciones en los dibujos.....	218
8.3.1.	Cotas teóricamente exactas	218

8.3.2.	Rectángulo de tolerancia	218
8.3.3.	Referencias y elementos de referencia	220
8.3.4.	Referencias múltiples	221
8.3.5.	Elementos asociados	222
8.3.6.	Tolerancias geométricas aplicadas a longitudes parciales de elementos	223
8.3.7.	Zonas individuales con igual tolerancia	224
8.3.8.	Indicación de "zona común"	224
8.3.9.	Zona de tolerancia proyectada	224
8.3.10.	Referencias parciales	225
8.4.	Ejemplos de tolerancias geométricas	227
8.5.	Tolerancias generales geométricas	229
8.5.1.	Tolerancias para elementos aislados	229
8.5.2.	Tolerancias para elementos asociados	229
8.6.	Normativa	231

9. RELACIÓN ENTRE TOLERANCIAS DIMENSIONALES Y GEOMÉTRICAS

9.1.	Definiciones	235
9.2.	El requisito de la envolvente	236
9.3.	El principio de máximo material (PMM)	237
9.3.1.	Aplicación del principio de máximo material	238
9.3.2.	Aplicación del principio de máximo material a los elementos de referencia	240
9.3.3.	Especificación de forma perfecta en CMM	242
9.3.4.	Aplicación del principio de máximo material	244
9.4.	El principio de mínimo material (PmM)	249
9.5.	Especificación conjunta del requisito de envolvente y el principio de máximo material	251
9.6.	Normativa	252

★ 10. ESTADOS SUPERFICIALES

10.1.	Símbolos utilizados en los planos	253
10.2.	Indicación de la rugosidad superficial	254
10.3.	Indicaciones de las características especiales del estado de la superficie	256
10.4.	Indicaciones en los dibujos	258
10.5.	Normativa	261

— 11. MUELLES

11.1.	Resortes de compresión	263
11.2.	Resortes de tracción	266
11.3.	Arandelas Belleville	267
11.4.	Resortes de torsión	269
11.5.	Otros tipos de muelles	270
11.6.	Normativa	271

× 12. UNIONES ROSCADAS Y ELEMENTOS ACCESORIOS

12.1.	Características de una rosca. Definiciones	273
12.2.	Perfiles de rosca. Tipos	274
12.2.1.	Rosca métrica ISO	275
12.2.2.	Rosca Withworth	275

12.2.3.	Rosca trapezoidal.....	276
12.2.4.	Rosca redonda.....	276
12.2.5.	Rosca en dientes de sierra.....	277
12.2.6.	Designación de las roscas.....	277
12.3.	Representación convencional y acotación de las roscas.....	277
12.4.	Tornillos.....	280
12.4.1.	Tornillos metálicos.....	281
12.4.2.	Tornillos para chapa y autoterrajantes.....	284
12.4.3.	Tornillos para madera.....	285
12.4.4.	Acotación longitudinal de tornillos y espárragos.....	285
12.4.5.	Designación de los tornillos.....	286
12.5.	Tuercas.....	287
12.5.1.	Tuercas apretadas con llave.....	287
12.5.2.	Tuercas apretadas a mano.....	289
12.5.3.	Designación de las tuercas.....	289
12.6.	Pernos.....	290
12.7.	Espárragos metálicos.....	291
12.8.	Arandelas.....	292
12.9.	Pasadores.....	293
12.10.	Inmovilización de tornillos y tuercas.....	296
12.10.1.	Inmovilización de relativa seguridad.....	296
12.10.2.	Inmovilización total de tornillos y tuercas.....	298
12.11.	Calidades de los materiales de tornillería.....	300
12.12.	Llaves para tornillos y tuercas.....	301
12.13.	Normativa.....	301

13. SOLDADURA

13.1.	Clasificación de los procedimientos de soldadura.....	306
13.1.1.	Clasificación según la clase de material básico.....	306
13.1.2.	Clasificación según el objeto de la soldadura.....	306
13.1.3.	Clasificación según el curso de la soldadura.....	306
13.1.4.	Clasificación según la ejecución de la soldadura.....	306
13.2.	Representación de soldaduras.....	306
13.2.1.	Representación gráfica.....	307
13.2.2.	Representación simbólica.....	307
13.3.	Designación de las uniones soldadas.....	312
13.4.	Normativa.....	314
13.5.	Ejemplos.....	314

14. UNIONES REMACHADAS

14.1.	Tipos de remaches.....	320
14.2.	Diámetros de las espigas.....	322
14.3.	Representación simbólica de los remaches.....	323
14.4.	Ejemplos de aplicación.....	324
14.5.	Normativa.....	325

15. EJES Y ÁRBOLES

15.1.	Ejes y árboles.....	327
15.2.	Dimensiones y formas de los ejes y árboles.....	328
15.3.	Cojinetes antifricción.....	330

15.4.	Transmisión de movimiento	331
15.4.1.	El mecanismo de biela-manivela	331
15.4.2.	Levas y excéntricas	334
15.5.	Normativa	335
16. CHAVETAS Y ACANALADURAS		
16.1.	Chavetas longitudinales	338
16.1.1.	Enchavetados forzados	338
16.1.2.	Enchavetados libres	340
16.2.	Chavetas tangenciales	342
16.3.	Representación en planos y acotación de chavetas, lengüetas y ranuras	342
16.4.	Ejes acanalados o ejes nervados	344
16.4.1.	Ejes nervados con flancos rectos	344
16.4.2.	Ejes nervados con flancos de evolvente	345
16.4.3.	Ejes nervados con dientes entallados	346
16.4.4.	Representación y acotación en planos de acanaladuras	346
16.5.	Normativa	347
17. RODAMIENTOS		
17.1.	Tipos de rodamientos	350
17.1.1.	Rodamientos rígidos de bolas	350
17.1.2.	Rodamientos de bolas a rótula	350
17.1.3.	Rodamientos de bolas con contacto angular	351
17.1.4.	Rodamientos de rodillos cilíndricos	351
17.1.5.	Rodamientos de agujas	352
17.1.6.	Rodamientos de rodillos a rótula	353
17.1.7.	Rodamientos de rodillos cónicos	353
17.1.8.	Rodamientos axiales de bolas	354
17.1.9.	Rodamientos axiales de rodillos	354
17.1.10.	Rodamientos axiales de agujas	355
17.2.	Criterios para la selección del tipo de rodamiento	355
17.2.1.	Espacio disponible	355
17.2.2.	Cargas	357
17.2.3.	Desalineación	360
17.2.4.	Velocidad	361
17.2.5.	Funcionamiento silencioso	361
17.2.6.	Rigidez	361
17.2.7.	Desplazamiento axial	361
17.2.8.	Montaje y desmontaje	362
17.3.	Criterios para la selección del tamaño del rodamiento	364
17.3.1.	Capacidad de carga y vida	364
17.4.	Dimensiones de los rodamientos	364
17.5.	Montaje de los rodamientos	365
17.5.1.	Disposición de los rodamientos	365
17.5.2.	Fijación radial de los rodamientos	367
17.5.3.	Fijación axial de los rodamientos	376
17.5.4.	Resumen sinóptico de la fijación de los rodamientos radiales	379
17.6.	Lubricación de los rodamientos	381
17.7.	Obturaciones	381
17.7.1.	Tipos de obturaciones	382
17.8.	Normativa	384

18. MECANISMOS DE TRANSFORMACIÓN DE GIRO

18.1.	Engranajes	388
18.1.1.	Tipos de engranajes	388
18.1.2.	Engranajes cilíndricos rectos	390
18.1.3.	Engranajes cilíndricos helicoidales	395
18.1.4.	Tornillo sin fin y corona	398
18.1.5.	Engranajes cónicos	402
18.1.6.	Piñón y cremallera	406
18.1.7.	Representación de los engranajes	408
18.1.8.	Acotación y representación en planos	412
18.2.	Cadenas	417
18.2.1.	Tipos de cadenas	418
18.2.2.	Representación en planos	420
18.3.	Poleas	422
18.4.	Cables	422
18.5.	Correas	422
18.6.	Normativa	422

EJERCICIOS 425

1. Engrasador con llaves, 427; 2. Engrasador con llaves, 432; 3. Compás, 436; 4. Bigotera, 438; 5. Compás bigotera, 440; 6. Cortatubos, 442; 7. Cilindro hidráulico, 444; 8. Mordaza, 446; 9. Tornillo de banco, 452; 10. Grifo simple, 454; 11. Válvula de bola, 463; 12. Válvula de compuerta, 467; 13. Válvula de compuerta, 471; 14. Válvula de compuerta, 480; 15. Micrómetro, 482; 16. Llave de carraca, 485; 17. Válvula de seguridad, 487; 18. Soporte para polea, 496; 19. Motor de motocicleta, 502; 20. Rueda orientable, 508; 21. Patín de una fila, 514; 22. Compresor monocilíndrico, 516; 23. Gancho para grua, 523; 24. Punto para tornos de puntos, 527; 25. Rueda de vehículo, 533; 26. Reductor de dos etapas, 535; 27. Reductor de dos etapas, 541; 28. Guillotina, 548; 29. Husillo manual, 558; 30. Reductor de tornillo sin fin, 562; 31. Berbiqui, 569; 32. Rueda motriz, 575; 33. Kit para sierra de calar, 584; 34. Tren de estirar tubos, 594; 35. Reductora, 600; 36. Llave inglesa, 609; 37. Eje de pedalier y bielas, 613; 38. Bomba axial de pistones, 616.

ANEXOS 619

Rosca métrica, 621; Series de rosca trapecial ISO, 623; Lengüetas de ajuste, 624; Chavetas DIN 6886, 626; Chavetas con cabeza DIN 6887, 627; Lengüetas redondas DIN 6888, 628; Chavetas tangenciales, 629; Acoplamientos de ejes nervados con flancos rectos, 630; Acoplamientos de ejes nervados con dentado entallado, 631; Acoplamientos de ejes nervados con flancos de evolvente, 632; Rodamientos rígidos de bolas, 633; Rodamientos de bolas de contacto angular de una hilera de bolas, 634; Rodamientos de dos hileras de bolas con contacto angular, 635; Rodamientos de bolas a rótula, 636; Rodamientos axiales de bolas de simple efecto, 637; Rodamientos axiales de bolas de doble efecto, 638; Rodamientos de rodillos cilíndricos, 639; Rodamientos de rodillos cónicos, 640; Rodamientos de rodillos a rótula, 642; Tuercas a fijación, 644; Arandelas de retención con lengüeta interior recta, 645; Anillos obturadores, 646; Pasadores cilíndricos, 647; Anillas de seguridad para ejes DIN 471. Ejecución normal, 648; Anillas de seguridad para ejes DIN 472. Ejecución normal, 649; Pasadores de aletas, 650; Arandelas planas, 651; Arandelas elásticas, 652.

BIBLIOGRAFÍA 653





PRÓLOGO

En este texto se pretende recoger todo un compendio de métodos, técnicas de representación y normalización relativos al dibujo industrial. Para el seguimiento del texto se debe tener unos conocimientos suficientes de los sistemas de representación (y en concreto del sistema diédrico y del axonométrico) así como de normalización en dibujo técnico.

Se pretenden cubrir los siguientes objetivos generales:

- Desarrollar la capacidad de ver e imaginar las formas geométricas en el espacio y realizar con ellas operaciones mentalmente.
- Aprender a interpretar representaciones planas de cuerpos tridimensionales. En definitiva, interpretar información en modo gráfico (planos, esquemas, gráficos, etc.).
- Resolver problemas técnicos de forma creativa. Dominar las técnicas necesarias para resolver problemas. Estudiar las formas geométricas de aplicación en la técnica para hacer posible la creación de otras nuevas mediante la combinación de las primeras.
- Capacitar al lector para que comprenda los contenidos, sintetice ideas y perciba los valores del lenguaje técnico como medio de comunicación.
- Utilizar adecuadamente todos los recursos y técnicas que la expresión gráfica pone en nuestra mano. Para ello es necesario conocerlos a fondo y adquirir habilidad en el manejo de las herramientas de dibujo: del lápiz al ordenador.
- Valorar esta modalidad de comunicación, sabiendo cuándo y cómo es conveniente transmitir información en modo gráfico.
- Conocer la terminología y los convencionalismos que permiten una universalidad de esta forma de lenguaje.
- Familiarizarse, por medio del dibujo técnico, con los términos tecnológicos de otras materias y áreas.

También se deben alcanzar algunos objetivos indirectos tales como:

- Modelar la mentalidad dotando de esquemas lógicos y métodos de trabajo enfocados a resolver el problema.

- Conseguir una apertura mental del lector para que fomente su curiosidad e interés por aprender cosas nuevas y por profundizar en los fundamentos científicos de las técnicas que aplica.
- Hacer que el lector reconozca la trascendencia social de la ingeniería y aprenda los criterios que deben regirla.

El texto del libro está destinado también a cubrir determinados objetivos específicos del dibujo industrial tales como:

- Conocer la normativa y terminología de la expresión gráfica y de la representación industrial.
- Valorar la importancia de la normalización como medio de universalizar el lenguaje gráfico.
- Dominar los elementos auxiliares del dibujo técnico, instrumentos de dibujo, formatos de presentación, escalas, etc.
- Adquirir destreza en la acotación de dibujos. Conocer la normativa y criterios existentes al respecto.
- Saber interpretar dibujos técnicos.
- Adquirir destreza en la croquización de dibujos como medio de plasmar ideas gráficamente de un modo rápido, improvisado y muy eficaz. Es el medio de comunicación habitual entre el ingeniero y el operario en el taller o la fábrica.
- Saber interpretar planos de conjuntos, distinguiendo entre las funciones de cada elemento. Insistir en la idea de que un plano puede tener errores de delineación (o incluso de concepción) y que se debe distinguir cuándo algo no es correcto y estar capacitado para corregirlo e interpretarlo.
- Inculcar la idea de que una pieza o componente no tiene casi nunca sentido por sí solo sino que debe considerarse siempre en el conjunto o mecanismo al que pertenece.
- Extender el concepto de normalización más allá del de "normas de dibujo" haciendo ver que existe también normalización relativa a formas y dimensiones de elementos. Introducir al uso de estas normas.
- Presentar al alumno determinados elementos de uso muy común en la industria (roscas, chavetas, engranajes, rodamientos, soldaduras, etc.). Saber qué son y para qué se utilizan. Conocer su representación en planos. Conocer la normalización de estos elementos y el uso de catálogos.

El texto supone ya conocidos y asimilados los sistemas de representación, así como los convencionalismos elementales utilizados para la representación de un cuerpo, con unas vistas lo más simplificadas y claras posibles y que permitan su correcta definición y acotación.

La obra comienza con una introducción al dibujo industrial, indicando los distintos tipos de planos que se pueden utilizar y el por qué de cada uno de ellos. Se indican las características especiales de cada uno ellos. Se describen brevemente las formas de ejecución de los dibujos, haciendo especial énfasis en la croquización y en el dibujo asistido por ordenador. Se incluye también un capítulo dedicado a los principios generales de representación: vistas diédricas, secciones, cortes, etc.

Aunque no es objetivo fundamental de este texto, se incluye un capítulo relativo a procesos de fabricación, como preámbulo a la acotación. El cómo se vaya a fabricar una pieza

condiciona la forma de acotarla, por lo que este tema, además de los conocimientos tecnológicos que aporta en sí, se considera básico para el de acotación.

Seguidamente se estudia la acotación de elementos. Se trata por una parte la norma UNE de acotación, así como una metodología sistematizada para determinar las cotas necesarias para definir un cuerpo. La acotación de un cuerpo es fundamental para definirlo y dar sentido a su representación en un plano, que debe contener toda la información precisa para poder construir la pieza.

Se dedica también un tema a la toma de medidas, donde se describen los instrumentos más comunes, así como la forma de utilizarlos.

A continuación se estudian las tolerancias de fabricación. En la práctica real, no es posible construir piezas con las medidas exactas que figuran en los planos. Por este motivo, y para garantizar la intercambiabilidad de unas piezas por otras, es necesario establecer unos sistemas de tolerancias que permitan aceptar una pieza cuya forma, dimensión o estado superficial esté dentro de un rango preestablecido. Surge así la acotación con tolerancias y la definición de estados superficiales. Se estudian los distintos tipos de tolerancias existentes y su aplicación práctica. Se incluye también un tema sobre acabados superficiales.

Posteriormente se ha hecho una aproximación a los distintos elementos normalizados de uso común en la industria. Existen una serie de elementos que aparecen muy a menudo en casi cualquier conjunto: tuercas, tornillos, chavetas, rodamientos, engranajes, etc. Muchos de estos elementos tienen una representación que es necesario conocer para poder identificarlos en un plano (es impensable que un ingeniero no identifique, por ejemplo, un rodamiento y que a la hora de hacer el despiece correspondiente, incluya una lista de piezas con los aros por separado, las jaulas y los elementos rodantes).

No obstante, se ha querido hacer algo más que dar a conocer la representación de estos elementos. Se ha pretendido dar un enfoque mucho más tendente al diseño industrial propiamente dicho y a la creatividad. De esta forma en todos los temas se hace especial hincapié en la función de cada elemento y para qué sirve, en qué casos se utiliza, cuál es la forma correcta de montarlo en un conjunto, etc. Se ha huido en cualquier caso de los cálculos objeto de otras disciplinas como la resistencia de materiales o el cálculo de elementos de máquinas. Los cálculos realizados, cuando son necesarios, se limitan a cálculos puramente geométricos.

Se insiste también en las designaciones normalizadas de elementos. Un ingeniero debe tener muy claro que rara vez puede disponer de un rodamiento a medida (y si puede disponer de él, seguramente su precio será elevadísimo) sino que tendrá que elegir de entre los que le ofrece un determinado catálogo. Se transmite la idea de que la normalización ha permitido la existencia en el mercado de un gran número de piezas adaptadas a la normativa internacional, con una serie de dimensiones establecidas.

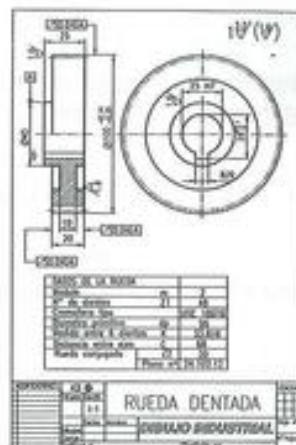
Por último, en la parte final del texto se incluyen una serie de ejercicios con planos correspondientes a distintos conjuntos, todos ellos reales. Algunos están totalmente resueltos y completos, otros aparecen desarrollados parcialmente y otros están simplemente con los planos de conjunto y/o perspectivas, dejando al lector la interpretación y estudio de estos conjuntos.

No queremos terminar sin mostrar nuestro agradecimiento a todas aquellas personas que han hecho posible la edición de este texto: a los profesores Félix Martínez y Antonio

Carretero, compañeros nuestros que han participado en la corrección y revisión de los textos previos; a nuestros alumnos, ya que alguno de sus trabajos ha sido incluido en este texto y cuyo material servirá de apoyo a sucesivas promociones y particularmente a Adolfo Ferreras, José María López, Luis Otero y Gabriel Paricio, que han participado en la realización, modificación y adaptación de los ejercicios y planos incluidos.

Los autores

EL DIBUJO INDUSTRIAL



El ingeniero es una persona a la que cada vez se le exigen mayores dotes de creatividad. Una vez que se ha planteado el problema técnico, el ingeniero busca una solución basándose en su imaginación, inteligencia, conocimientos profesionales y dotes deductivas. Esta solución deberá ser planteada y comunicada, primero al ingeniero mismo, durante los procesos de abstracción mental que tienen lugar a lo largo de la realización del proyecto, y después a los demás.

La comunicación presenta diversas formas de expresión: oral, quizá la más habitual; escrita y, por último, un lenguaje universalmente admitido que es el dibujo. Existen distintos tipos de dibujo, pero el que el ingeniero va a utilizar fundamentalmente es el dibujo técnico.

El dibujo técnico es el lenguaje a través del cual el técnico, por un lado registra sus ideas y la información exterior y, por otro las comunica a otras personas para su materialización práctica.

Por otra parte, mientras el ingeniero no sea capaz de pensar gráficamente, sus limitaciones creativas son enormes y tendrá grandes problemas para resolver correctamente un determinado problema técnico.

Para que el dibujo técnico sea verdaderamente útil y cumpla los requisitos de medio de expresión y comunicación debe tener varias características: gráfico, universal y preciso.

El dibujo técnico es un lenguaje gráfico en el que las palabras se sustituyen por representaciones formadas por líneas, cifras y símbolos. Es el modo más directo y simple de comunicación entre técnicos, con el taller, con la obra, con el montaje, etc.

La característica de universalidad es también básica. De igual forma que el lenguaje oral y escrito es diferente para cada idioma, la universalidad de la expresión gráfica hace que una representación gráfica pueda ser comprendida por técnicos con independencia del idioma.

Es de gran importancia que todos los diseñadores sigan unas normas claras y precisas en la representación para no interpretar erróneamente el diseño o el producto. Estas reglas se establecen en cada país por medio de los organismos de normalización como es el caso de AENOR (Asociación Española para la Normalización) en España, AFNOR en Francia, DIN en Alemania, ANSI, ASA y ASTM en Estados Unidos, ISO a nivel internacional, o más recientemente las Normas Europeas (EN). Estos organismos, a su vez, están relacionados entre sí para que no existan discrepancias entre las normas de unos países y las de otros. De hecho, la tendencia actual es la de adoptar las mismas normas para todos ellos.

Las normas de aplicación para el dibujo se refieren a los sistemas de representación, normas de presentación (tamaño del papel, cuadro de rotulación, etc.), representación de elementos (vistas, cortes, símbolos, etc.), series de valores normalizados para elementos, etc.

Por último, la precisión del dibujo es también necesaria, ya que en un plano o en un conjunto de planos debe quedar perfectamente plasmado todo lo necesario para llevar a cabo la ejecución material del proyecto (dimensiones, materiales, montajes, etc.).

Actualmente existe la tendencia a unificar todas las normas equivalentes en una única norma. Sin embargo todavía en la industria se sigue utilizando la norma DIN en designaciones de elementos normalizados, como se verá en este libro, especialmente en los ejercicios, debido a que es lo que está más extendido en el mundo industrial.

1.1. Tipos de dibujos técnicos

Según su finalidad, existen distintos tipos de dibujos, reflejados y clasificados por la norma DIN 199. Aunque hay muchos tipos de planos, los principales son:

1.1.1. Según el tipo de representación

- **Croquis:** es una representación realizada en la mayoría de los casos a mano alzada que no utiliza necesariamente formas, medidas y normas. Sirve de base para la realización de un dibujo o de un plano (figura 1.1).
- **Dibujo o plano:** representación realizada a escala, en la medida de lo posible, con las vistas, cortes, cotas y demás datos necesarios en cada caso (figura 1.1).

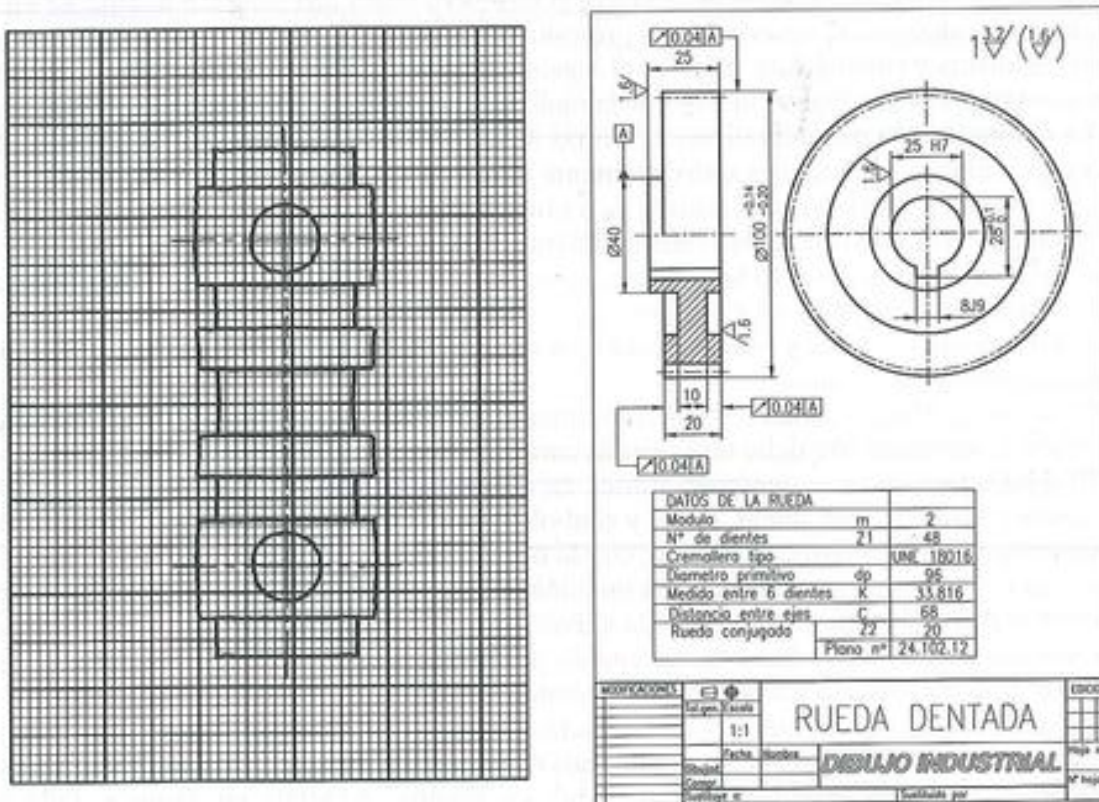


FIGURA 1.1. Croquis (Izq.). Dibujo o plano (Dcha.).

1.1.2. Según el contenido

- **Dibujo de conjunto o general:** representación que muestra una instalación, una construcción, una máquina, un aparato, etc., en condiciones de funcionamiento y, por consiguiente, montada con todos sus componentes.

La forma más habitual de plano de conjunto es la que aparece en la figura 1.2. El plano debe contener toda la información necesaria en forma de las vistas adecuadas para poder identificar todas las piezas que lo componen, poder ubicarlas y situarlas en el conjunto e incluso poder interpretar el funcionamiento del conjunto. No es neces-

rio que se vea en perfecto detalle cómo son todas las piezas elementales (para ello están los dibujos de despiece).

Si no es suficiente un solo plano de conjunto para la definición del contenido necesario, se pueden utilizar varios dibujos de grupo parciales (o subconjuntos) y un dibujo general donde se defina el montaje de estos grupos.

En el plano de conjunto, cada pieza está identificada por un número correlativo, empezando por el 1, denominado *marca*.

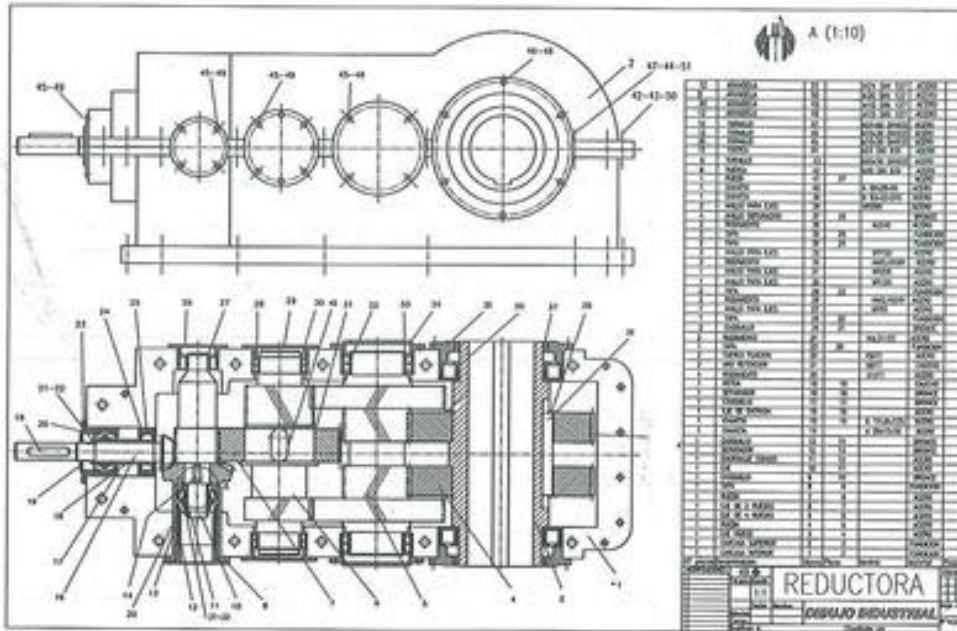


FIGURA 1.2. Dibujo de conjunto o general.

En casos particulares, y según la aplicación que se quiera dar al dibujo de conjunto, éste puede recibir denominaciones particulares, tales como:

- *Dibujo de montaje*: representación que reúne las partes, grupos, etc., con todas las indicaciones y cotas necesarias para su montaje.

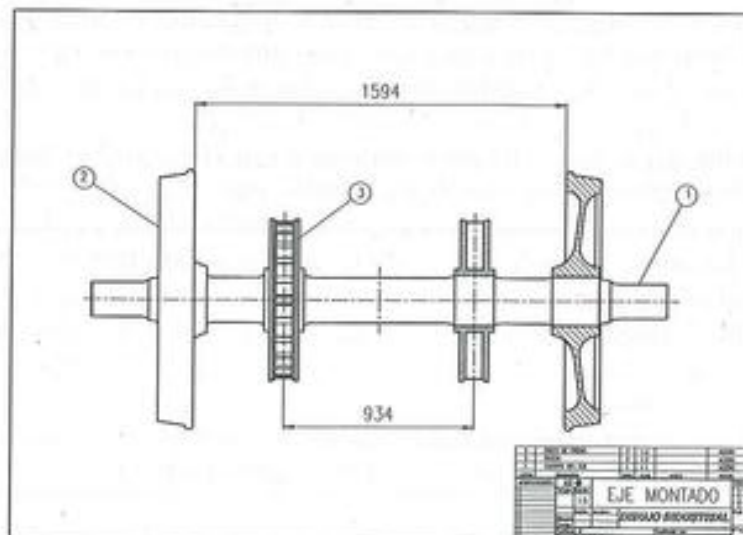


FIGURA 1.3. Dibujo de montaje.

- **Dibujo explosionado:** plano en el que aparece una perspectiva explosionada del conjunto con indicación de todas las referencias del conjunto (o en su caso, las marcas de cada pieza) y la forma en que están unidas entre sí (figura 1.4). Se utiliza fundamentalmente en catálogos de repuestos.

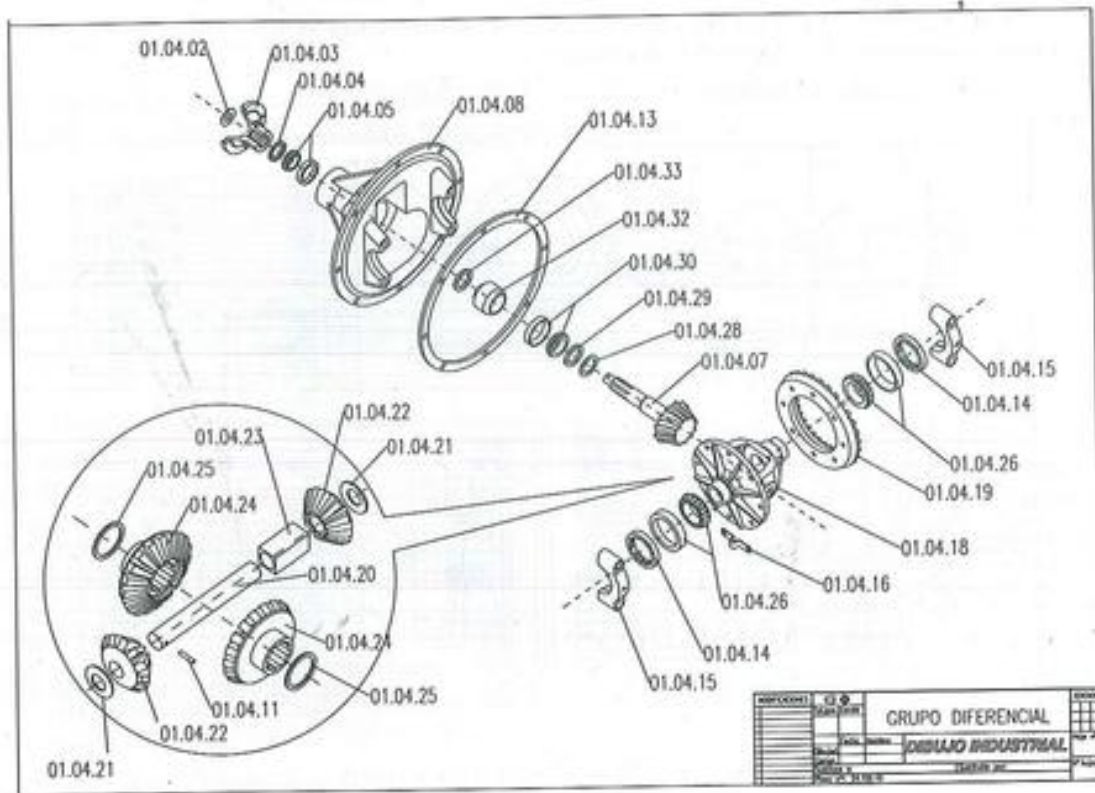


FIGURA 1.4. Conjunto explosionado.

- **Dibujo de grupo:** representación de un grupo del conjunto, que consta de una o varias partes unidas entre sí (por ejemplo, planos de soldadura).
- **Dibujo de despiece:** dibujo de una pieza aislada que contiene toda la información necesaria para la definición de la pieza, de modo que sea posible su fabricación (ejecución) por lo que debe incluir todas las indicaciones necesarias para la misma.

Los planos de piezas en bruto indican la forma, dimensiones y materiales de las piezas fundidas, prensadas o forjadas sin mecanizar (figura 1.5a). Son los planos que sirven para la definición posterior de los moldes, estampas, etc.

Los planos de pieza terminada (llamados también *planos de despiece*) se utilizan para definir las piezas individuales en el plano de conjunto (figura 1.5b).

Para un plano de despiece debe elegirse el conjunto de vistas que lo definan mejor. Debe procurarse elegir el menor número de vistas posibles. Siempre que se pueda, las piezas deben disponerse de la misma posición que el plano de conjunto, es decir, en su posición de funcionamiento.

Este tipo de planos debe contener toda la información necesaria para la posterior construcción y ejecución de la pieza (representación adecuada, cotas, signos de mecanizado, tolerancias, etc.).

El plano de pieza en bruto lleva normalmente el mismo número que el plano de la pieza terminada y, además de la designación de la pieza, la indicación de "pieza en bruto".

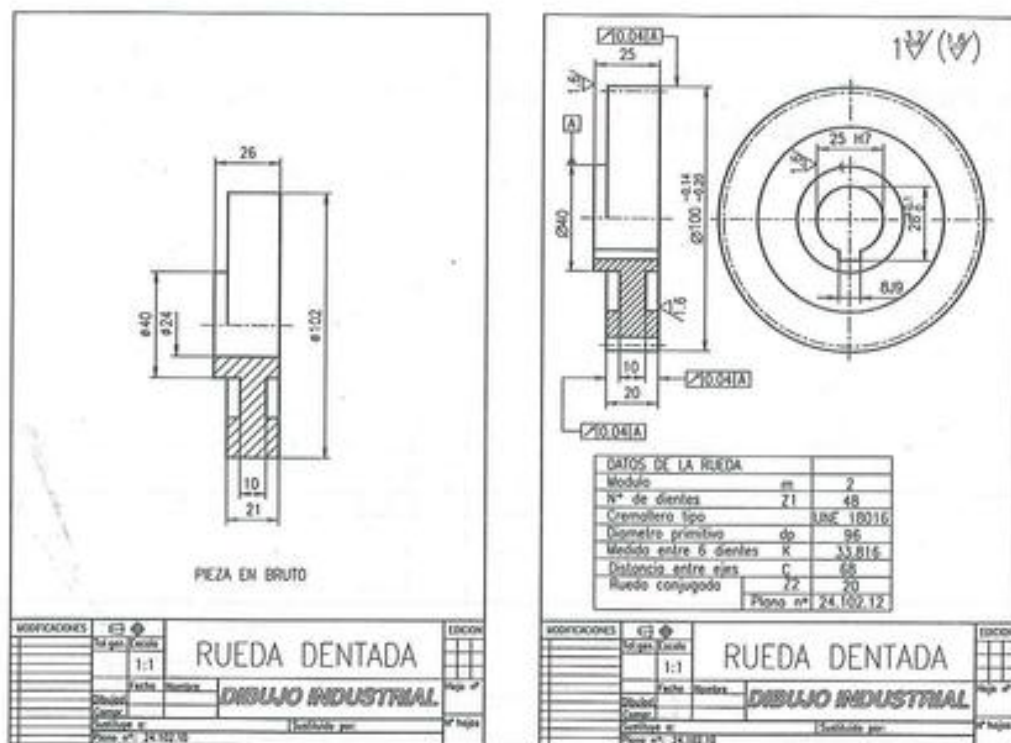


FIGURA 1.5. Dibujo de despiece. Plano de pieza en bruto (Izq.). Plano de pieza terminada (Dcha.).

- **Dibujo de medidas:** es una representación simplificada de un producto con las medidas principales de acoplamiento, montaje, espacio ocupado, etc.
- **Dibujo colectivo:** representación de tamaños diferentes de partes homogéneas en un mismo dibujo mediante cotas paramétricas (donde la cifra de cota se sustituye por una letra), adjuntándose una tabla donde se dan los valores de las cotas paramétricas y otros datos de interés para cada elemento individual de la familia representada en el plano.

En la figura 1.6 aparece un plano que es a la vez dibujo de medidas (aparecen las medidas principales) y dibujo colectivo (aparecen cotas paramétricas).

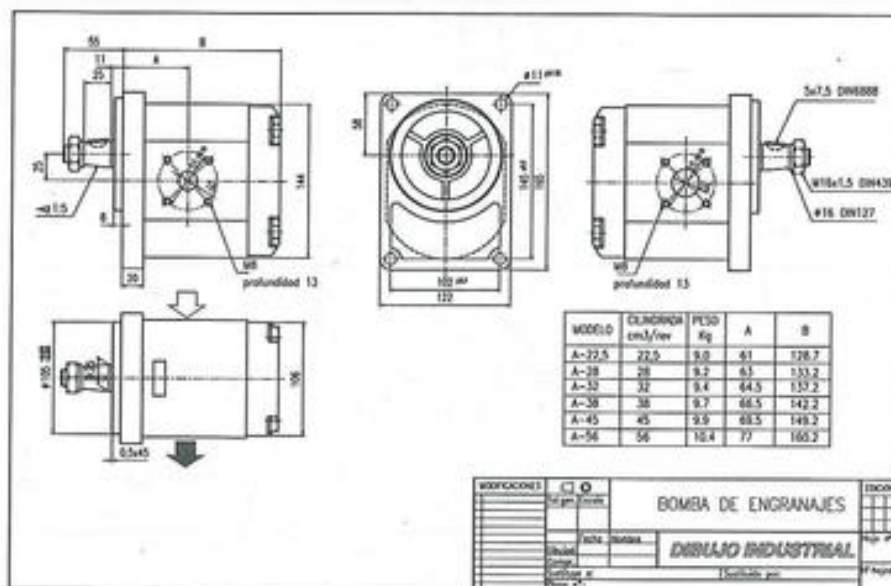


FIGURA 1.6. Dibujo colectivo y dibujo de medidas.

- **Esquema:** dibujo que representa de forma simbólica el diagrama funcional y de componentes de una instalación o un montaje determinado. Pueden ser de varios tipos: eléctricos, electrónicos, hidráulicos, neumáticos, cinemáticos, etc. Las figuras 1.7a y 1.7b muestran varios ejemplos.

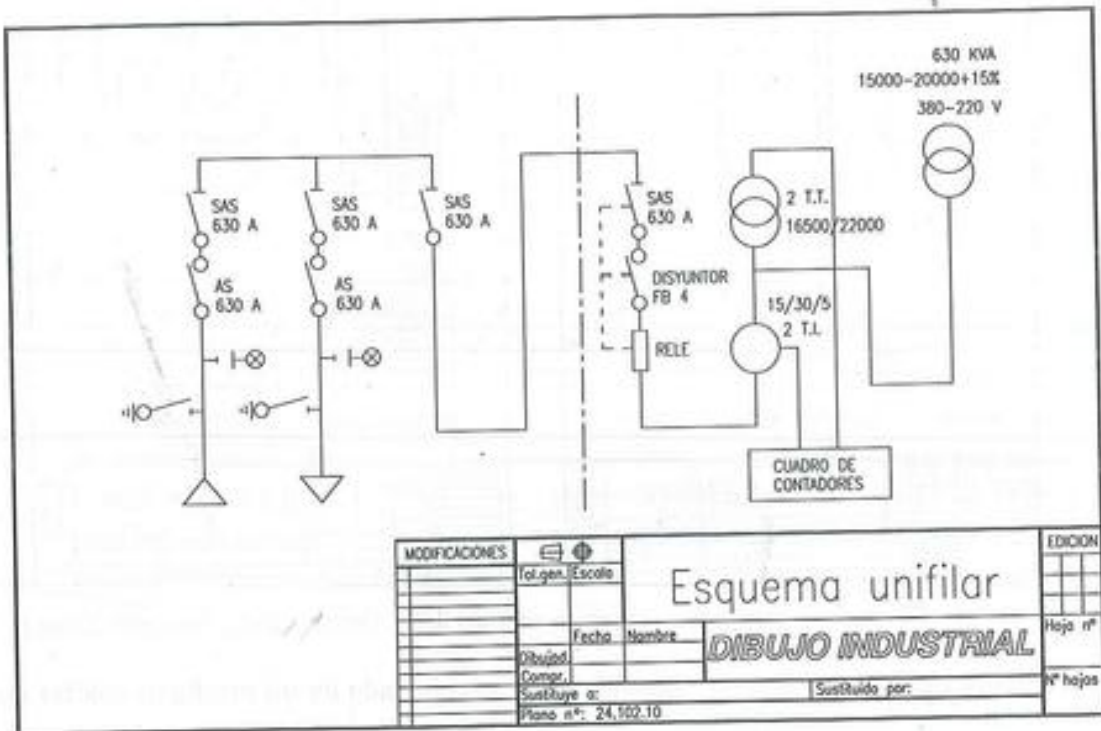


FIGURA 1.7a. Esquema unifilar.

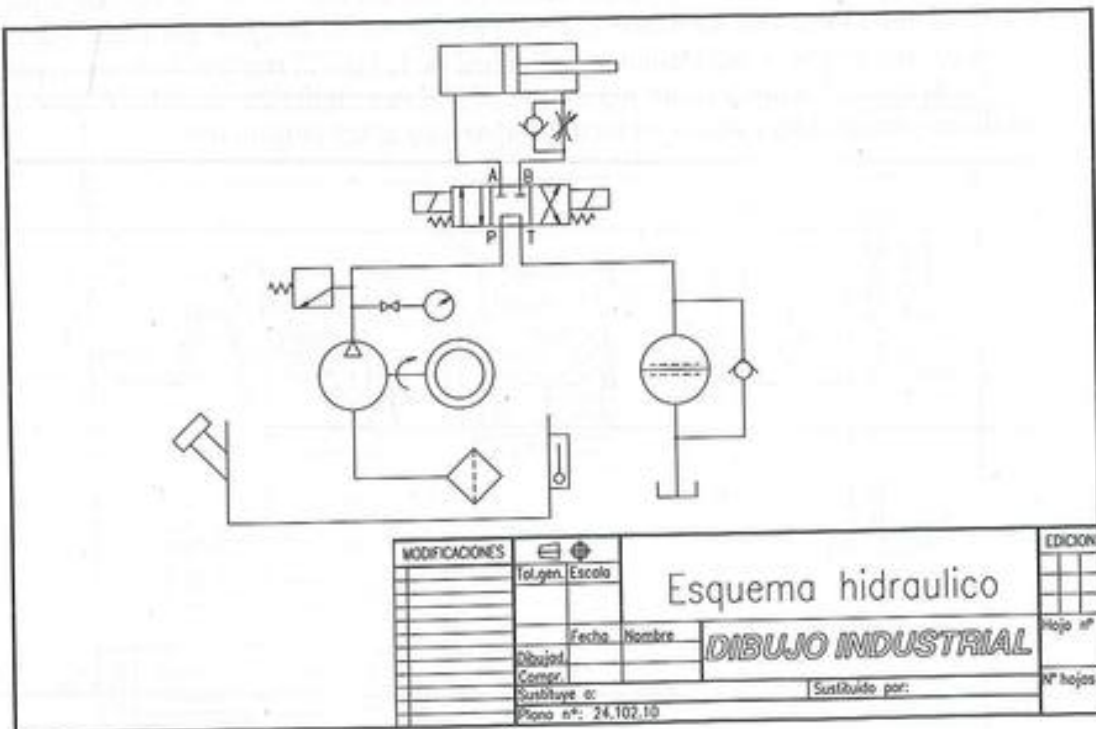


FIGURA 1.7b. Esquema hidráulico.

1.1.3. Según la clase de confección

- *Original*: dibujo resultante de su ejecución por primera vez (también llamado *dibujo primitivo*). Un original se confecciona a mano o con un sistema CAD, y en la mayoría de los casos se ejecuta sobre papel transparente.
- *Reproducción*: copia heliográfica, por procedimiento fotográfico, por impresión o por cualquier otro método, hecha a partir de un original.

1.2. Contenido de un dibujo técnico

Todo dibujo técnico debe estar compuesto por el dibujo propiamente dicho, situado dentro de un recuadro o marco, y por el cuadro de rotulación o cajetín. El dibujo contiene y representa la información necesaria para definir la pieza, el conjunto, o aquello que se pretenda representar en él. El cuadro de rotulación contiene toda la información necesaria para identificar el plano.

1.3. Cuadro de rotulación

El contenido del cuadro de rotulación aparece especificado en la norma UNE 1-035-95. Debe incluir la siguiente información:

ZONA DE IDENTIFICACIÓN

- Número de registro o de identificación del dibujo.
- Título del dibujo.
- Propietario legal del dibujo (razón social, etc.).

ZONAS DE INFORMACIONES SUPLEMENTARIAS

- *Datos indicativos* (todos ellos facultativos; únicamente son obligatorios en el caso de que la representación no pueda comprenderse sin la información suplementaria):
 - Símbolo que indica el método de proyección (primer o tercer diedro).
 - Escala principal del dibujo.
 - Unidad dimensional lineal, si es diferente del milímetro.
- *Datos técnicos*, relativos a los métodos y convenios particulares para los dibujos:
 - El método de indicación de los estados superficiales.
 - El método de indicación de las tolerancias geométricas.
 - Los valores de las tolerancias generales que van a aplicarse si no se indican las tolerancias específicas para la acotación.
 - Otras normas de aplicación.
- *Datos de utilización*, que dependen de los métodos utilizados para el uso del dibujo:
 - Los dibujos de hojas múltiples identificadas por un mismo número de dibujo deben marcarse con números correlativos de hoja, seguidos preferentemente por el número total de hojas que tenga la serie, por ejemplo: hoja nº 5/6.
 - El formato de la hoja de dibujo.
 - La fecha de la realización del dibujo.
 - El índice de revisión del dibujo (Sustituido por: Sustituye a:).
 - La fecha y una descripción abreviada de la revisión.
 - Otras informaciones administrativas (por ejemplo las firmas de los responsables del dibujo).

La figura 1.8 muestra un ejemplo de un cuadro de rotulación:

MODIFICACIONES			(IDENTIFICACION)		EDICION
	Tol.gen.	Escala			
	ISO 2768-ml	1:1			
		Fecha	Nombre	(RAZON SOCIAL)	Hoja nº
	Dibujad.				
	Compr.				
	Sustituye a:			Sustituido por:	Nº hojas
	Plano nº:				

FIGURA 1.8. Cuadro de rotulación.

1.4. Formatos de papel y presentación de los elementos gráficos en las hojas de dibujo

La norma UNE 1-026-83 parte 2ª establece las especificaciones necesarias que deben satisfacer los dibujos técnicos respecto a los formatos de papel y la presentación de los elementos gráficos, fijando reglas relativas a la posición y dimensiones del cuadro de rotulación, los márgenes y el recuadro, las señales de centrado, las señales de orientación, la graduación métrica de referencia, el sistema de coordenadas y las señales de corte.

1.4.1. Formatos

El dibujo original debe ejecutarse sobre la hoja de menor formato normalizado que permita la claridad y resolución deseadas.

El formato del dibujo original y de sus reproducciones debe elegirse entre los de las series que figuran en la norma UNE 1-026-83 y que se describen a continuación.

Los formatos preferentes de las hojas ya recortadas, elegidas en la serie principal A de ISO, son:

Tipo	Ancho (mm)	Largo (mm)
A0	841	1.189
A1	594	841
A2	420	594
A3	297	420
A4	210	297

En caso de necesidad de un formato más alargado, se deben utilizar los formatos siguientes (estos formatos se obtienen por alargamiento del lado corto de un formato de la serie A ISO y tienen una longitud igual a un múltiplo de lado corto del formato básico elegido):

Tipo	Ancho (mm)	Largo (mm)
A3 × 3	420	891
A3 × 4	420	1.189
A4 × 3	297	630
A4 × 4	297	841
A4 × 5	297	1.051

En caso de necesidad de un formato muy grande o más alargado, debe utilizarse uno de los formatos siguientes:

Tipo	Ancho (mm)	Largo (mm) _s
A0×2	1.189	1.682
A0×3	1.189	2.523
A1×3	841	1.783
A1×4	841	2.378
A2×3	594	1.261
A2×4	594	1.682
A2×5	594	2.102
A3×5	420	1.486
A3×6	420	1.783
A3×7	420	2.080
A4×6	297	1.261
A4×7	297	1.471
A4×8	297	1.682
A4×9	297	1.892

Las normas ANSI también ofrecen unos tamaños normalizados de papel. En este caso las unidades de medida son pulgadas (1 pulgada = 25,4 mm) y los tipos de papel así definidos son los que aparecen a continuación:

Tipo	Ancho (")	Largo (")	Tamaño UNE más cercano
A	8,5	11,0	A4
B	11,0	17,0	A3
C	17,0	22,0	A2
D	22,0	34,0	A1
E	34,0	44,0	A0
F	28,0	40,0	—

El trazado de un plano debe ajustarse siempre que sea posible a un tamaño normalizado, aunque en ocasiones excepcionales el plano puede tener un tamaño no normalizado.

En cualquier caso, las copias de planos deben plegarse hasta reducirse al tamaño de un A4 para permitir su inclusión en un proyecto o facilitar su transporte, quedando el cuadro de rotulación siempre a la vista.

Las hojas pueden utilizarse con su lado más largo en posición horizontal o vertical.

1.4.2. Cuadro de rotulación

El cuadro de rotulación se debe situar dentro de la zona de ejecución del dibujo, en la esquina inferior derecha (figura 1.9). El sentido de lectura del cuadro de rotulación será generalmente el del dibujo.

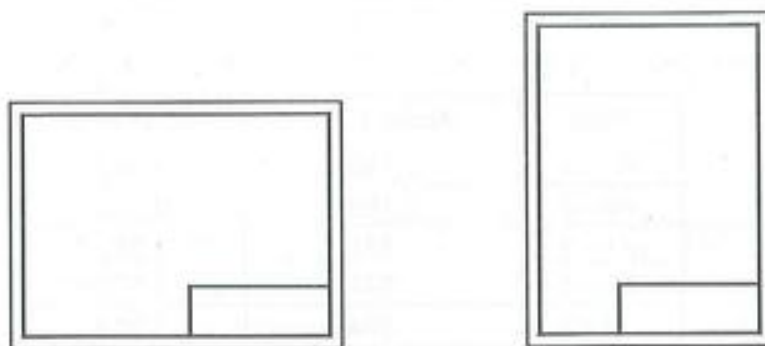


FIGURA 1.9. Situación del cuadro de rotulación.

Si, por disponer de hojas preimpresas como las de la figura 1.9, no se respeta la orientación del dibujo antes indicada, el dibujo se orientará según se muestra en la figura 1.10.

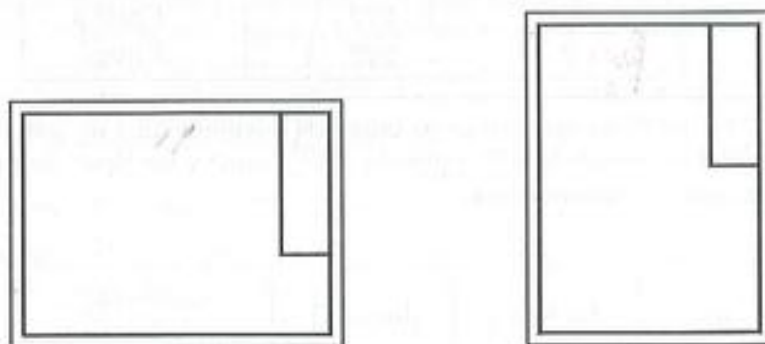


FIGURA 1.10. Situación del cuadro de rotulación cuando no se respeta la orientación básica.

La zona de identificación del cuadro de rotulación debe tener una longitud máxima de 170 mm.

1.4.3. Márgenes y recuadro

En todos los formatos, se deben dejar márgenes entre los bordes del formato final y el recuadro que limita la zona de ejecución del dibujo. Se recomienda que estos márgenes tengan una anchura mínima de 20 mm para A0 y A1, y de 10 mm para A2, A3 y A4.

Se puede prever un margen para las perforaciones para archivo. Este margen debe tener una anchura mínima de 20 mm y situarse a la izquierda del dibujo.

El recuadro o marca que delimita la zona de ejecución debe realizarse con un trazo continuo de 0,5 mm de anchura mínima.

1.4.4. Señales de centrado

En todos los formatos normalizados deben figurar cuatro señales de centrado (figura 1.11) con el fin de facilitar la disposición del dibujo en reproducción o micrografía.

Estas señales se sitúan en los ejes de simetría de la hoja final, sobre el marco del dibujo. Se realizan mediante trazos de anchura mínima de 0,5 mm, que parten de los bordes del formato final y entran aproximadamente 5 mm dentro del recuadro que delimita la zona de ejecución del dibujo.



FIGURA 1.11. Señales de centrado.

1.4.5. Señales de orientación

Se pueden situar señales de orientación que indican la posición de la hoja sobre el table-ro de dibujo (figura 1.12).

Estas señales consisten en flechas que se colocan cruzadas sobre el recuadro, una sobre el lado corto y otra sobre el largo, coincidiendo con las señales de centrado de estos lados, de forma que una de las señales apunte hacia la persona que realiza el plano.

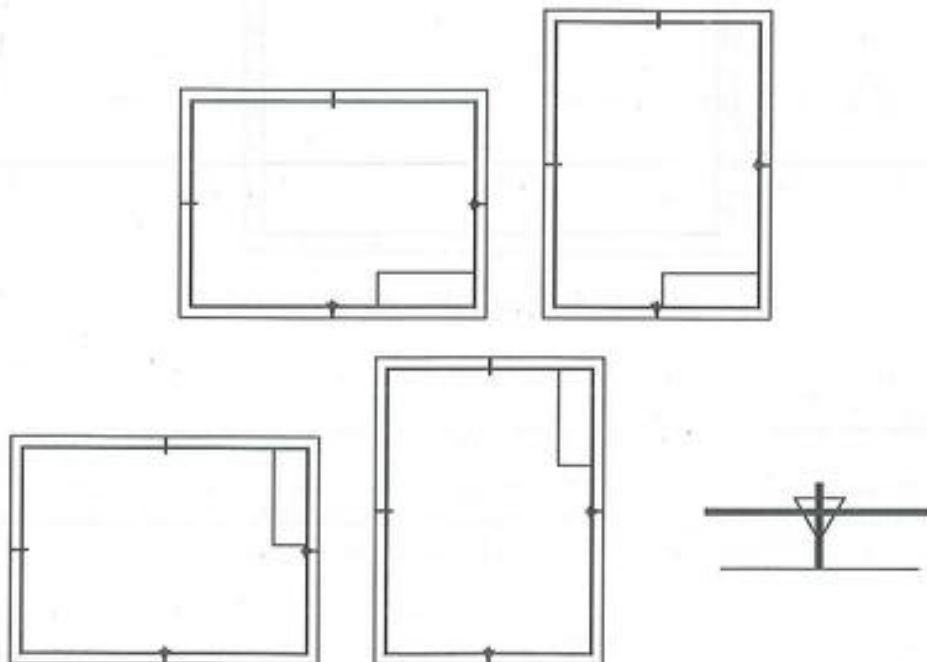


FIGURA 1.12. Señales de orientación.

1.4.6. Graduación métrica de referencia

Se recomienda prever una graduación métrica de referencia sin numerar de una longitud mínima de 100 mm y dividida en cm (figura 1.13).

Es preferible que la graduación métrica de referencia se disponga simétricamente en relación a una señal de centrado. Además debe estar situada en el margen cerca del recuadro, tener una anchura mínima de 5 mm y realizarse con trazos continuos de 0,5 mm de anchura mínima.

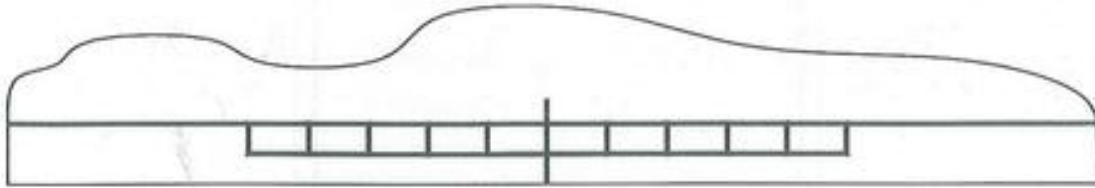


FIGURA 1.13. Graduación métrica de referencia.

1.4.7. Sistema de coordenadas

Es conveniente la previsión de un sistema de coordenadas para todos los formatos cuando el dibujo es complejo, con el fin de facilitar la localización en el dibujo de detalles, modificaciones, etc. (figura 1.14).

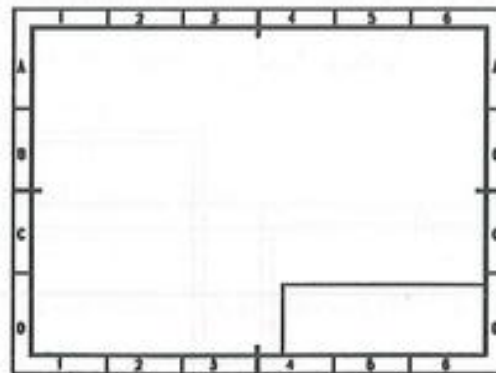


FIGURA 1.14. Sistema de coordenadas.

1.4.8. Señales de corte

Pueden preverse señales de corte en el margen en los cuatro ángulos del formato final, con el fin de facilitar el corte (figura 1.15). Las marcas se pueden señalar mediante triángulos rectángulos isósceles o mediante dos trazos cortos gruesos.



FIGURA 1.15. Señales de corte.

1.5. Rotulación

La norma UNE 1-034-75 especifica las características de los signos y letras utilizados en los dibujos técnicos con vistas a facilitar la legibilidad, la homogeneidad y la aptitud para microfiliación y otros procedimientos de reproducción.

La gama de alturas normalizadas de escritura es 2,5 - 3,5 - 5 - 7 - 10 - 14 - 20 mm.

La escritura puede ser cursiva (con inclinación de 15° a la derecha) o vertical. En la figura 1.16 aparece un ejemplo de escritura normalizada.

ESCRITURA B UNE 1-034-75

FIGURA 1.16. Ejemplo de rotulación.

1.6. Escalas

Los dibujos siempre deben corresponderse al tamaño original de la pieza o del objeto representado. La relación existente entre el tamaño del dibujo y el tamaño real de la pieza se denomina *escala* del dibujo. Conocida esta relación, siempre se puede medir directamente sobre el plano y conocer la dimensión real. La norma UNE 1-026-83 recomienda el uso de unas determinadas escalas de ampliación y de reducción para los planos técnicos. Estos valores normalizados de escala son:

Escala de ampliación			Escala natural	Escala de reducción		
10:1	5:1	2:1	1:1	1:2	1:5	1:10
	50:1	20:1		1:20	1:50	1:100
				1:200	1:500	1:1.000
				1:2.000	1:5.000	1:10.000

La escala siempre debe consignarse en el plano, en el lugar reservado para ello en el cuadro de rotulación.

1.7. Numeración de planos

La numeración que debe seguir un plano habitualmente no es tan sencilla como una numeración consecutiva empezando por el plano nº 1 y siguiendo con la numeración hasta terminar con el número de planos del proyecto. Normalmente, la organización de una oficina técnica determinada exigirá una codificación específica para la numeración de los planos, de forma que el número de identificación de éstos estará compuesto por varios grupos de cifras y/o letras.

Aunque el sistema de numeración normalmente depende de las normas internas de cada compañía, a modo de ejemplo se podría utilizar el siguiente:

Un primer código que identifique la familia de elementos. Por ejemplo, en la figura 1.17, la cifra "24" que aparece en la numeración del plano significaría la familia de "cajas reductoras".

Un segundo código que identifique el modelo dentro de esa familia de elementos. Por ejemplo, en la figura 1.17, la cifra "102" que aparece en la numeración del plano significaría el modelo 102 de la familia de "cajas reductoras".

Un tercer código que identifique el plano específico dentro del modelo de esa familia de elementos. Por ejemplo, en la figura 1.17, las cifras 10 y 90 que aparecen en la numeración del plano significan planos de despiece de ese modelo (el "90" es el número de plano a que corresponde el plano y el "10" es el plano al que sustituye en una modificación de diseño de este plano).

MODIFICACIONES			RUEDA DENTADA		EDICION
	Tol.gen.	Escola			
		1:1			
		Fecha	Nombre	Hoja nº	
	Dibujad.				
Compr.			Nº hojas		
Sustituye a: 24.102.10		Sustituido por:			
Plano nº: 24.102.90					

FIGURA 1.17. Ejemplo de numeración de planos.

1.8. Referencias a elementos

La norma UNE 1-100-83 establece las reglas generales de utilización y de representación de las referencias en los dibujos técnicos.

Las referencias (*marcas*) deben escribirse utilizando números arábigos. Todas las referencias que figuran en un mismo dibujo deben ser del mismo tipo y tener la misma altura de escritura, debiendo distinguirse claramente de cualquier otra indicación. Esta distinción puede realizarse de varias formas:

- Utilizando caracteres de mayor altura de escritura (por ejemplo, doble de la empleada en la acotación).
- Colocando cada referencia en el interior de un círculo.
- Combinando los dos puntos anteriores.

Las marcas deben situarse fuera de la pieza a la que hacen referencia, y se unen al dibujo por medio de líneas continuas finas denominadas *líneas de referencia*. En ocasiones especiales pueden llevar en el extremo exterior del dibujo un texto, un símbolo o cualquier otra indicación. El extremo opuesto siempre termina de una forma determinada de acuerdo con los siguientes criterios:

- Si la línea de referencia acaba dentro de la pieza o el dibujo, el extremo termina en un punto (figura 1.18a).
- Si la línea se apoya en los contornos del dibujo, el extremo finaliza en una punta de flecha (figura 1.18a).
- Si la línea se apoya sobre una línea de cota, el extremo termina sin punto ni flecha (figura 1.18b).

Las referencias deben disponerse en las mejores condiciones de claridad y legibilidad del dibujo, preferentemente alineadas en filas o en columnas. Se debe seguir un orden de numeración (orden posible de montaje, orden de importancia, cualquier otro orden lógico), según se observa en la figura 1.2.

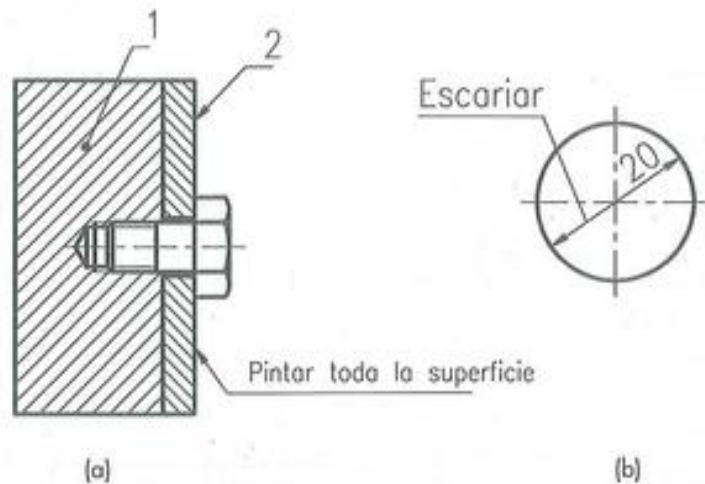


FIGURA 1.18. (a) Líneas de referencia sobre piezas. (b) Líneas de referencia sobre cotas.

Una misma línea de referencia puede incluir varios elementos asociados, si esta asociación está claramente establecida (figura 1.2). Si no existe ningún riesgo de ambigüedad, los elementos repetidos se referencian una sola vez.

1.9. Lista de piezas

La norma UNE 1-135-89 establece la forma de inscribir los datos de los elementos de un plano en el cuadro de rotulación.

La lista de piezas contiene la información descriptiva necesaria para identificar todos los componentes. La información que contiene, distribuida por columnas, es la siguiente (comenzando de izquierda a derecha):

- *Cantidad*: número de veces que aparece en el conjunto la marca referenciada.
- *Denominación*: texto que sirve para identificar el elemento referenciado, como tornillo, tuerca, prensaestopas, carcasa, etc.
- *Marca*: número correlativo que referencia todos los elementos iguales del conjunto.
- *Plano n.º, o Dibujo n.º*: número de referencia del plano de despiece del elemento correspondiente.
- *Modelo o Referencia*: las piezas normalizadas tales como tornillos, tuercas, pasadores, rodamientos, no necesitan planos de despiece ya que con la "designación" quedan perfectamente identificadas. En la casilla de "modelo" se debe consignar la designación del elemento normalizado. Una designación está compuesta por un conjunto de letras y números que definen el elemento y la norma que se ha utilizado para la designación. Por ejemplo: Chaveta A 12x9x50 DIN 6886, Tuerca M20 DIN 934.
- *Material*: material de que está hecha la pieza. Por ejemplo, Acero AP-03 Z UNE 36-086.
- *Peso*: peso de la pieza.
- *Observaciones*: comentarios que resulten de interés para dicha pieza.

[illegible]

FIGURA 1.19. Cuadro de rotulación de un dibujo de conjunto con lista de piezas.

1.10. Plegado de planos

La norma UNE 1-027-75 establece la forma de plegado de planos de papel para archivadores A4. Como norma general, los planos se deben plegar dejando siempre hacia el exterior el cuadro de rotulación, quedando en formato A4 vertical. Primero se dobla en forma de fuelle, realizando tantos dobleces verticales como sean necesarios en función del formato utilizado, y después se pliega con dobleces horizontales, según se ve en la figura 1.20.

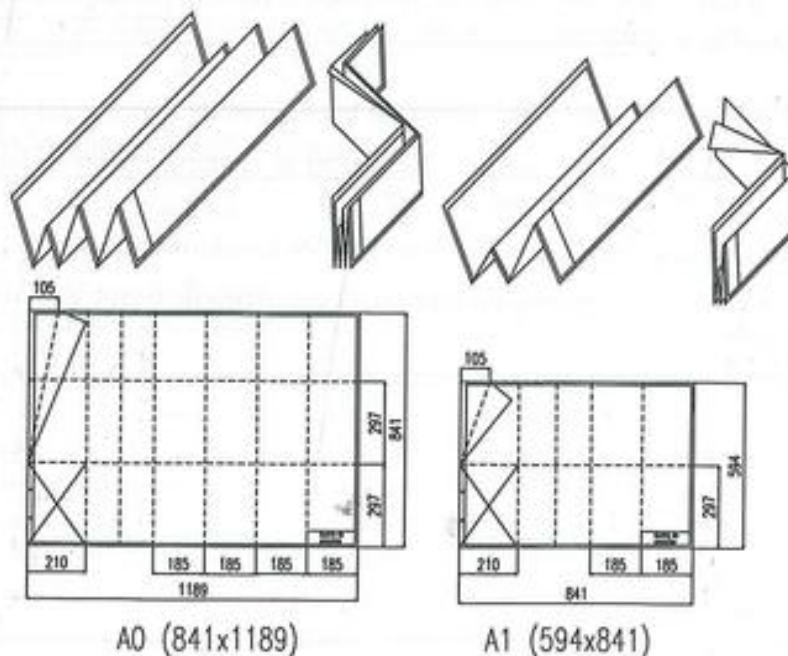


FIGURA 1.20. Plegado de planos para archivadores A4.

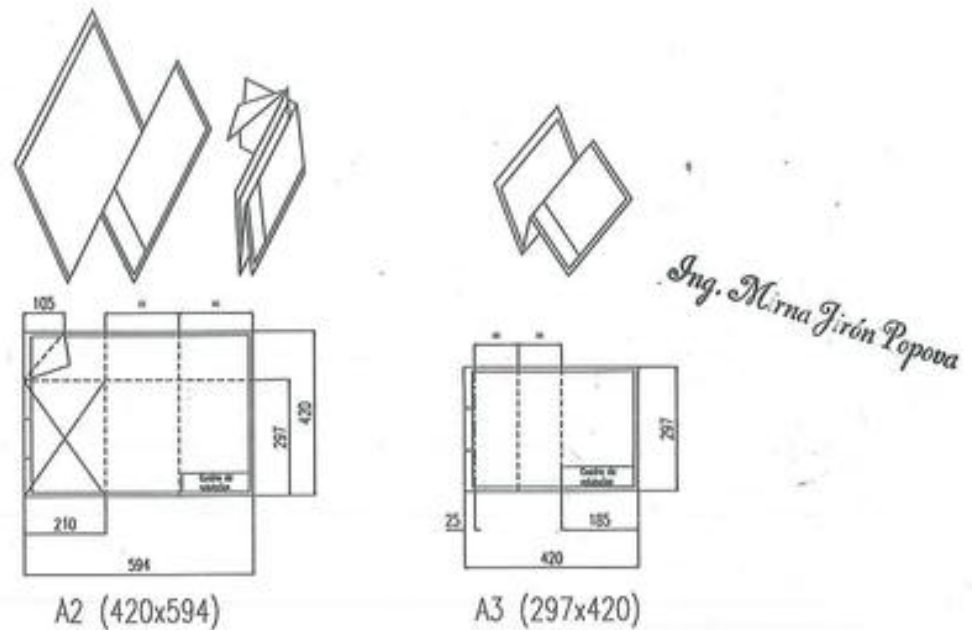


FIGURA 1.20 (continuación). Plegado de planos para archivadores A4.

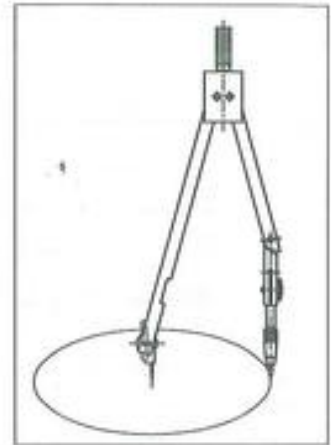
1.11. Normativa

Además de las normas DIN citadas en todo el capítulo, existen distintas normas UNE de aplicación.

Norma	Título
UNE 1 026 83/1	Dibujos técnicos. Escalas.
UNE 1 026 83/2	Dibujos técnicos. Formatos y representación de los elementos gráficos de las hojas de dibujo.
UNE 1 027 95	Dibujos técnicos. Plegado de planos.
UNE 1 034 71/1	Dibujos técnicos. Escritura. Caracteres corrientes.
UNE 1 035 95	Dibujos técnicos. Cuadro de rotulación.
UNE 1 100 83	Dibujos técnicos. Referencias de los elementos.
UNE 1 110 89	Dibujos técnicos. Condiciones para la minografía.
UNE 1 135 89	Dibujos técnicos. Lista de elementos.



FORMAS DE EJECUCIÓN



2.1. Introducción

La forma más tradicional de realización de un plano ha sido el dibujo a mano. Hasta hace poco todos los planos y sus rectificaciones eran realizadas por expertos delineantes y proyectistas. Las copias de los planos eran ejecutadas por medio de calcado por una persona que se llamaba calcador. En una primera etapa, el dibujo se realiza a lápiz, y cuando está perfectamente definido, se pasa a tinta china o similar. Sin embargo, estas formas de realización han cambiado y se ha sustituido el clásico tablero de dibujo por un ordenador. La introducción de técnicas informáticas en el proceso de diseño (denominado genéricamente *CAD*, *Computer Aided Design*) ha producido la gran revolución en esta área.

A pesar de todo, el ingeniero todavía transmite sus ideas a los proyectistas además de por medio de la palabra, a través de unos dibujos realizados a mano alzada, sin excesiva precisión, pero que reflejan la pieza o la solución ideada por él. Ahí se reflejan especificaciones y dimensiones de las piezas antes de la elaboración definitiva del plano. A este tipo de dibujo se le denomina *croquis* y está íntimamente ligado al proceso del diseño.

2.2. Material de dibujo

Para obtener un buen dibujo técnico es fundamental contar con un buen instrumental de delineación. Este equipo suele estar constituido por los siguientes elementos:

- *Tablero de dibujo*: los hay de diferentes tamaños y calidades. Los más modernos llevan incorporados un carril (si el tablero es de tamaño A4 o A3) u otro sistema más complejo como el tecnógrafo de los tableros profesionales.
- *Reglas graduadas*: reglas que llevan incorporada una escala de medición.
- *Escuadra y cartabón*: pareja de reglas que reproducen ángulos de 90°, 45°, 30° y 60°. Son muy útiles para dibujar rectas paralelas. Éstas se pueden dibujar con diferentes inclinaciones, como se verá más adelante, de una forma muy sencilla sin necesidad de transportadores de ángulos.
- *Reglas para medición de ángulos*: reproducen sobre círculos o semicírculos grados sexagesimales.
- *Reglas de curvas*: reproducen diversos arcos de curvas. Las hay rígidas y flexibles.
- *Compases*: permiten el trazado de círculos o arcos de circunferencia.

- *Plantillas*: reproducen sobre una lámina metálica o de plástico símbolos, círculos, elipses, textos, etc. Son muy cómodas y facilitan mucho el dibujo. Presentan el inconveniente de que los tamaños están preestablecidos, aunque coinciden con las series de dimensiones normalizadas.
- *Lapiceros y portaminas*: permiten dibujar la idea del diseñador sobre el papel. Son imprescindibles para la croquización.
- *Estilógrafos de tinta*: para dar un acabado limpio y definitivo al dibujo.
- *Borradores*: permiten eliminar trazos erróneos y la realización de correcciones.

Todos estos elementos permiten la realización del dibujo tradicional que ha sido la forma de ejecución de los planos hasta hace pocos años.

En los siguientes apartados se va a intentar profundizar en algunos aspectos de los puntos anteriores. Se debe intentar aprender a manejar todo el instrumental de una forma correcta con el fin de alcanzar los siguientes objetivos:

- *Precisión*: los dibujos no suelen ser útiles si no están realizados con precisión. Se debe guardar las proporciones, intentando que la lectura del plano se realice de forma clara y sencilla.
- *Velocidad*: la velocidad se adquiere con la práctica continua. Sin embargo, esto no quiere decir que se descuiden determinados aspectos del dibujo como la limpieza y el orden.
- *Legibilidad*: los planos deben ejecutarse pensando que están dirigidos a una persona que debe obtener una determinada información (instrucciones de fabricación, tolerancias de la pieza, montaje de los elementos, etc.).
- *Nitidez*: los dibujos deben ofrecer un aspecto limpio y cuidado.

2.2.1. Tableros de dibujo

La realización de un buen dibujo depende en gran medida de dibujar sobre una buena superficie. Apoyar un papel sobre una mesa llena de arañazos y golpes sólo conducirá a entorpecer y ensuciar la ejecución.

Tradicionalmente se ha utilizado una superficie de madera lisa forrada con un papel fuerte y satinado. Actualmente se dispone de tableros de base plástica, lisos, fácilmente limpiables y ligeros de peso. Éstos son de tamaño pequeño, pero existen también mesas de dibujo de mayores dimensiones que están formadas por un tablero de alta calidad y estructura metálica.

Tanto los tableros portátiles como los fijos, van acompañados de una regla móvil (*tecnígrafo*) deslizable por toda la superficie del papel. Pueden llevar accesorios complementarios para facilitar el trazado de rectas con diferentes ángulos (figura 2.1).

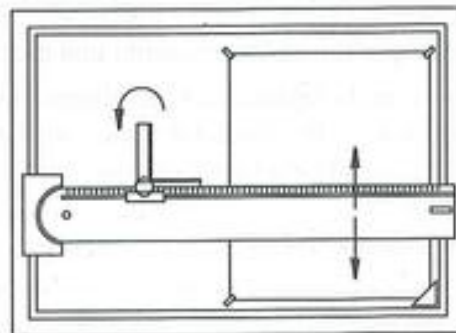


FIGURA 2.1. Tablero de dibujo.

2.2.2. Reglas graduadas

Como dijimos antes, muchos de los dibujos no representan al objeto en su tamaño real. Existe una relación entre las dimensiones del dibujo y las de la pieza real que se denomina *escala*. Para conocer las dimensiones del objeto partiendo del dibujo se debe utilizar una regla graduada. El sistema métrico decimal es el más utilizado por toda la industria. Su unidad es el metro, y sus subdivisiones más utilizadas son el centímetro y el milímetro. Éstas son las que normalmente quedan reproducidas en la regla.

Existe una regla que contiene hasta seis escalas reflejadas en su superficie. Se denomina *escalímetro* y su utilización se basa en conocer la escala del plano y medir la pieza dibujada con la graduación correspondiente a esa escala, por lo que la lectura de la dimensión es directa.

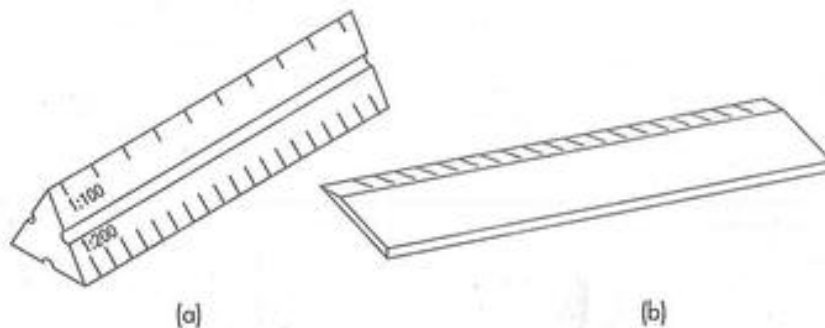


FIGURA 2.2. (a) Escalímetro. (b) Regla graduada clásica.

2.2.3. Escuadra y cartabón

Estos dos instrumentos son muy usuales en el mundo de la delineación, ya que permiten trazar de una forma muy rápida líneas paralelas y líneas inclinadas en múltiplos de 15° fácilmente. La *escuadra* corresponde a un triángulo rectángulo isósceles y el *cartabón* corresponde a un triángulo rectángulo con ángulos de 60° y 30° . En un juego de escuadra y cartabón la hipotenusa de la escuadra ha de tener la misma longitud que el cateto mayor del cartabón.

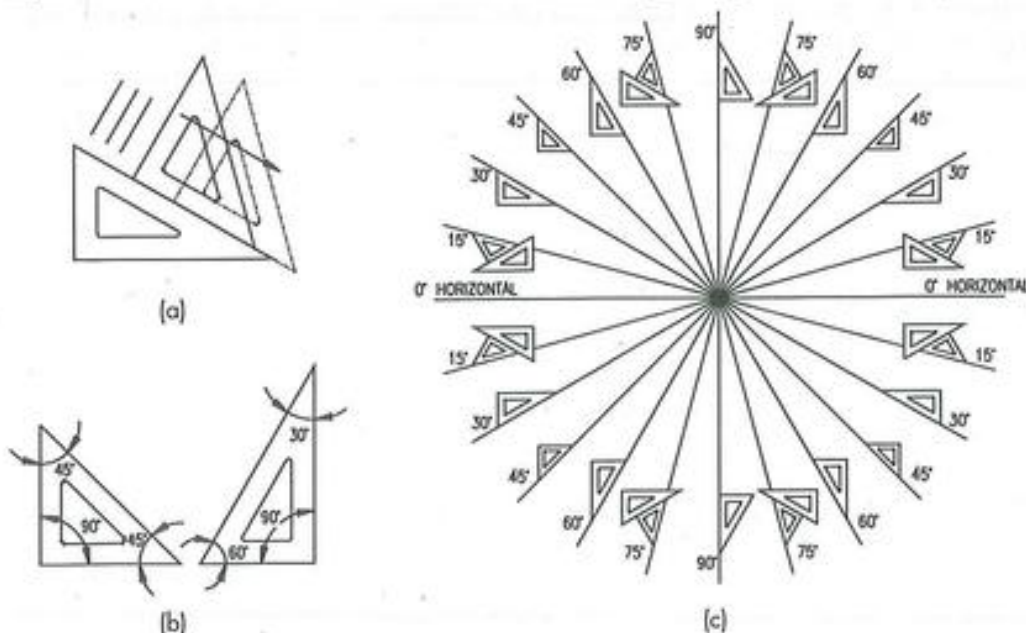


FIGURA 2.3. (a) Escuadra y cartabón y relaciones angulares. (b) Realización de paralelas. (c) Disposición de la escuadra y el cartabón para dibujar diferentes líneas inclinadas 15° .

2.2.4. Reglas para la medición de ángulos

Existen diversas formas de trazar líneas inclinadas. Una de ellas es por medio de la escuadra y el cartabón. Otra forma es utilizando los *transportadores de ángulos*. Éstos son reglas que reflejan, normalmente sobre un círculo o semicírculo, una escala en grados sexagesimales. También se denominan *semicírculos* o *círculos graduados* (ver figura 2.4). Para su trazado basta con tomar un punto de la recta como referencia y por medio de un transportador de ángulos señalar un segundo punto. Los dos puntos se unen con posterioridad para el trazado de la recta.

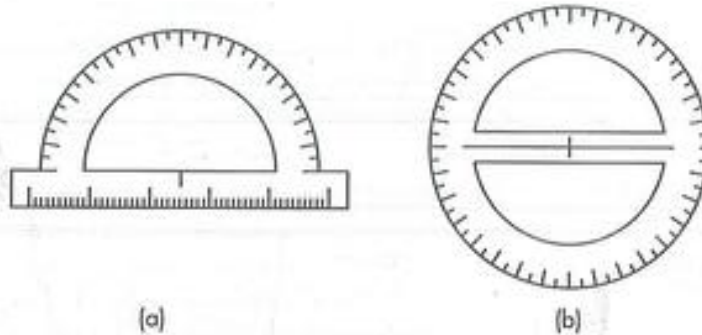


FIGURA 2.4. (a) Semicírculo. (b) Círculo graduado.

2.2.5. Reglas de curvas y plantillas

En muchas ocasiones, el diseñador debe trazar curvas que no corresponden a círculos o arcos de circunferencia. Existen para ello plantillas que contienen tramos que corresponden a hipérbolas, parábolas, elipses, etc. Están fabricadas normalmente en plástico de alta calidad.

Existen también *reglas flexibles* que se ajustan a la curvatura deseada por el usuario, y que están fabricadas de un núcleo de plomo y un fleje flexible, recubiertos de material plástico. Esta regla se dobla fácilmente ante la presión de las manos del diseñador (figura 2.5).



FIGURA 2.5. Regla flexible.

En el mercado existen infinidad de plantillas. Éstas son muy útiles para dibujar elementos repetitivos, normalizados o de trazo complicado. Suelen ser de plástico aunque también las hay metálicas. Son muy normales las plantillas de texto denominadas también *normógrafos*, las de círculos, las de elipses isométricas, las de elementos normalizados (cabezas de tornillo, diagramas de flujos, etc.).

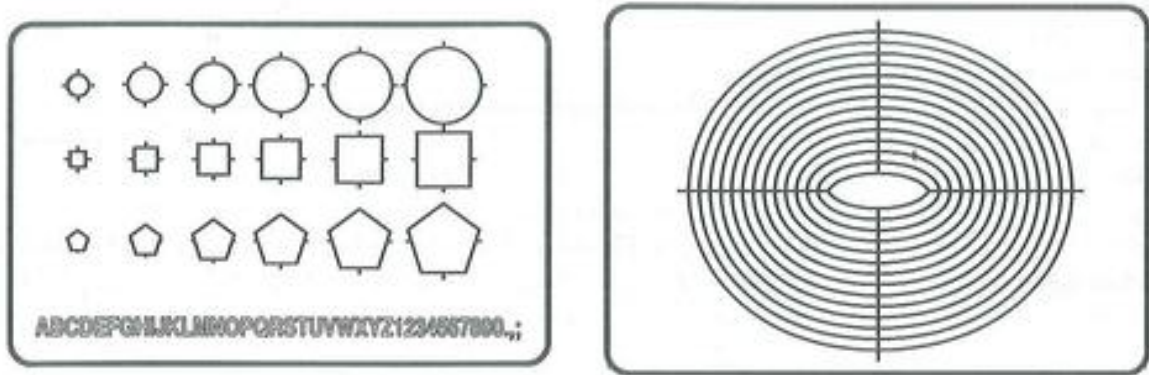


FIGURA 2.6. Diferentes tipos de plantillas.

2.2.6. Compases

Los *compases* permiten la realización de círculos o arcos con precisión. Normalmente llevan un accesorio portaminas y es posible adaptarlos a otros instrumentos de dibujo como estilógrafos de tinta, bolígrafos o rotuladores. Los hay que llevan en la parte superior un tornillo que permite la apertura o cierre rápido de las patas del compás. Las patas pueden ser articuladas para permitir la realización de círculos de pequeño diámetro (figura 2.7a). Las bigoterías (figura 2.7b) tienen un eje roscado que une las dos patas y que permite la apertura o cierre de éstas.

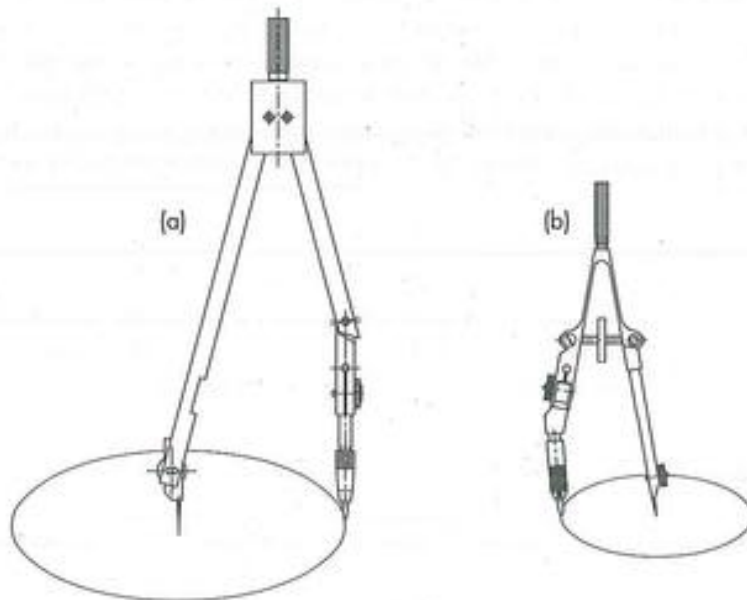


FIGURA 2.7. (a) Compás de pata articulada. (b) Bigotera sencilla.

2.2.7. Lapiceros y portaminas

El lapicero es el elemento fundamental en el trazado del dibujo. El lapicero clásico está formado por un mango de madera en cuyo interior se aloja una mina de grafito. Al deslizarse és-

ta por el papel deja un rastro negro que puede ser fácilmente eliminado por medio de gomas de borrar. Dependiendo de la composición de las minas, tienen distintas durezas que están normalizadas y varían de acuerdo a la figura 2.8 desde 9H a 7B. Las minas designadas con la letra H se denominan duras (*Hard*). Las durezas comprendidas entre 9H y 4H son aptas para el dibujo de líneas auxiliares y dibujos de mucha precisión, ya que su trazo es poco intenso. No son muy utilizadas. Las minas comprendidas entre 3H y la letra B (*Black*), son las más utilizadas, especialmente la HB, que se la puede considerar de uso universal. Las minas comprendidas entre 2B y 7B se denominan minas blandas. Dejan un trazo negro intenso, se desgastan rápidamente y son bastante sucias ya, que sueltan mucho grafito. Se utilizan en realizaciones de tipo artístico. El grosor de la mina varía con la dureza de la misma, como se observa en la figura 2.8.



FIGURA 2.8. Durezas diferentes de las minas de los lapiceros.

Los lapiceros presentan el inconveniente de que al desgastarse la mina ésta ha de volver a afilarse. Además, el grosor de la línea dibujada no resulta uniforme, ya que conforme se realiza el dibujo la punta de la mina se va redondeando y las líneas trazadas son más gruesas.

Existen lapiceros mecánicos o portaminas. En éstos el mango de madera se ha sustituido por un mango metálico o plástico con un sistema que permite el descenso de la mina según su desgaste, por lo que no es necesario sacar punta al lapicero pero sí afilar la mina. Esto no ocurre con los portaminas calibrados. Éstos admiten minas de grosores predeterminados (0,3, 0,5 y 0,7 son los más frecuentes) con diferentes durezas. El grosor de la línea del trazado permanece constante y no es necesario afilarla, ya que en sí es suficientemente fina. Presenta el inconveniente de que si se saca la mina más de lo normal se parte fácilmente.

Existen también minas de composiciones especiales basadas en materiales plásticos de diferentes grosores para dibujar sobre papel de poliéster, muy extendido en la industria.

2.2.8. Estilógrafos de tinta

Sustituyen a los antiguos tiralíneas. Permiten obtener en un dibujo un acabado limpio y nítido. Están formados por un depósito, normalmente recargable, de tinta china especial para estilógrafos y una punta calibrada por donde fluye la tinta siempre con un grosor constante.

2.3. La croquización

La croquización es fundamental para el ingeniero. El dibujo es un lenguaje y su forma más habitual de representarlo es la croquización. La habilidad para croquizar ideas de una forma rápida, precisa y clara es una cualidad muy valiosa a la hora de comunicar el diseño a terceras personas. Es muy frecuente que los ingenieros croquicen a la vez que dan explicaciones a los diseñadores y proyectistas que comparten su trabajo. Además, es una forma de organizar ideas y recordarlas más tarde. Puede ofrecer diversas soluciones a un problema determinado en un tiempo pequeño y con un costo razonable.

La perfección del croquizado depende de la práctica que se tenga. Los croquis realizados con rapidez requieren explicaciones complementarias. Si el croquis debe aportar información precisa y cuidada, éste se debe elaborar con cuidado.

Una de las características del croquizado es que sólo requiere papel, lápiz y borrador. El papel utilizado normalmente es milimetrado o de rejilla isométrica, si el croquis se realiza a escala, o simplemente proporcionado si no se respeta la escala. El lápiz es de dureza HB o F. Para realizar figuras en perspectiva isométrica se puede utilizar papel con rejilla isométrica (figura 2.9).

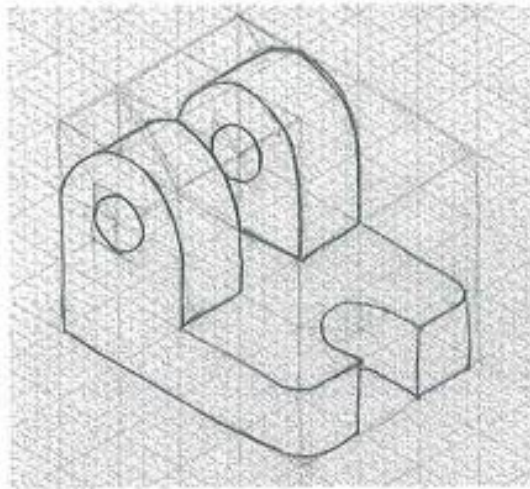


FIGURA 2.9. Ejemplo de una pieza croquizada.

Los objetos dibujados en el croquis deben estar en sus proporciones correctas, por lo que es importante siempre que se pueda realizar el dibujo a escala.

2.3.1. Las líneas y el croquis

La diferencia principal entre el dibujo técnico y el croquis son las líneas del dibujo.

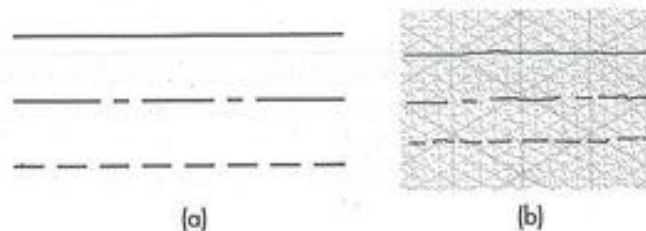


FIGURA 2.10. (a) Línea realizada por medio de delineación. (b) Línea realizada a mano.

La línea realizada a mano es más imprecisa y menos uniforme, pero no por ello el dibujo debe presentar una imagen de inacabado, desordenado o sucio.

La mayoría de las líneas del dibujo suelen ser rectas, por lo que es necesario aprender a dibujarlas. Existen diversos métodos para poder mejorar el trazado. Se recomienda coger el lápiz a 1-1,5 cm desde la punta y desplazar el brazo para el dibujo de líneas horizontales o verticales. Es importante que el ojo mire hacia el punto final de la línea, de otra forma existe una pérdida de atención al seguir el movimiento del lápiz sobre el papel.

Las líneas inclinadas pueden ser dibujadas girando el papel de tal forma que su trazado sea el equivalente a dibujar líneas horizontales o verticales.

En el croquizado de líneas largas, se recomienda marcar el inicio y el final con puntos ligeramente resaltados. Entonces desde el principio de la línea, se mueve el lápiz con movimientos largos desde adelante hacia atrás de forma discontinua, hasta completar la longitud de la línea. En cada golpe de lápiz, se corrigen los defectos del trazado anterior. Cuando la línea se ha definido, se procede a presionar el lápiz, reemplazando los tramos discontinuos por una línea más uniforme. En este caso el ojo sigue a la punta del lapicero, para no desviarse de la línea modelo.

Otra forma de trazar rectas es utilizar los bordes del papel como guía. Sobre ellos deslizamos la mano o un dedo, sujetando fuertemente el lápiz, sin perder la referencia del borde.

También se puede utilizar una tira de papel, y reflejar en ella una medida. Ésta se lleva al papel del dibujo a modo de diferentes puntos, que se unen de alguna de las formas anteriormente descritas.

2.3.2. Croquizado de círculos y arcos

Los círculos o arcos de pequeño tamaño pueden ser dibujados sin dificultad. Sin embargo, se requiere más práctica para la ejecución de círculos de dimensiones mayores.

Un método utilizado para estas ocasiones es dibujar el cuadrado circunscrito, marcar los puntos medios de los lados, dibujar sin presionar los arcos tangentes entre estos puntos y finalmente remarcar el círculo solución.

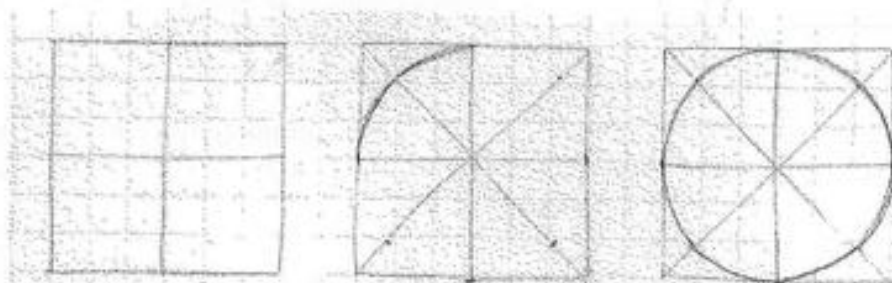


FIGURA 2.11. Realización de arcos y círculo a mano alzada.

Otro sistema es dibujar los ejes del círculo y dibujar las líneas a 45° de éstos. Sobre estas líneas se lleva el valor del radio del círculo. Estos puntos se unen con un trazo ligero. Cuando el círculo está terminado se regruesa (figura 2.11).

Un buen método es dibujar los ejes del círculo y llevar en uno de ellos el radio del mismo. Ayudándose de otro lapicero o con los dedos de la mano, se fabrica un "compás" rudimentario. Éste se apoya sobre el punto que define el centro del círculo y el lápiz se apoya en el punto que define el radio. A continuación se *gira* la hoja de papel con la otra mano, dibujando con el lapicero el círculo.

El croquis de arcos se basa en métodos derivados de los anteriores. Normalmente basta con indicar el centro y los puntos de tangencia, para que una persona con algo de práctica pueda trazarlos de forma correcta.

2.3.3. Proporción en el croquis

Diversos autores indican que la regla más importante en la ejecución del croquis es mantener las proporciones del dibujo. No importa lo bien hechos que estén los detalles o el rayado de las piezas, si las proporciones están incorrectas.

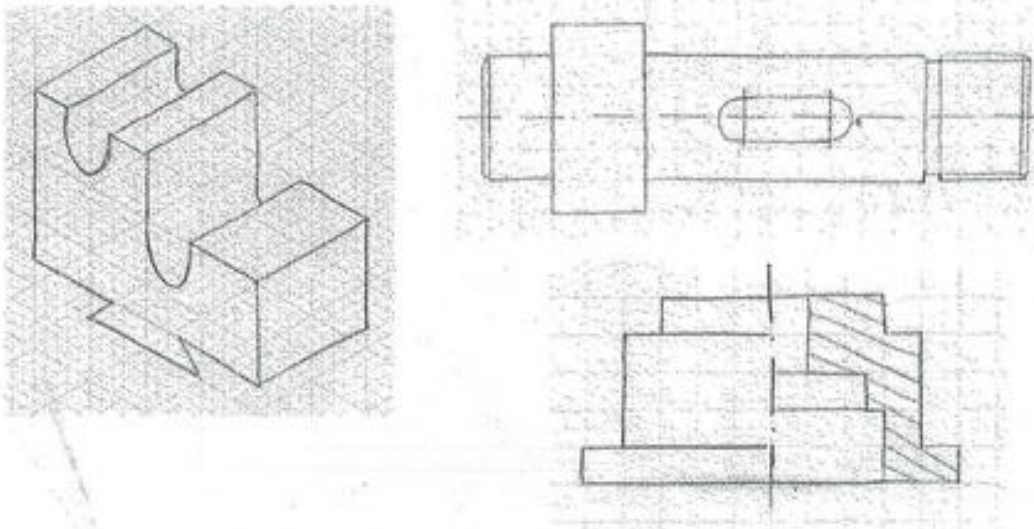


FIGURA 2.12. Lo importante en el croquizado es mantener las proporciones de la pieza representada.

Conviene en primer lugar definir correctamente las proporciones de longitud y anchura de los objetos, para proceder después a dibujar las divisiones del cuerpo y finalmente el detalle. Se ha comprobado que si el detalle se dibuja desde el principio, el dibujante no es capaz de mantener las dimensiones de la pieza. En este caso resulta muy útil, recuadrar la pieza e ir definiendo los volúmenes de la misma hasta obtener la pieza final.

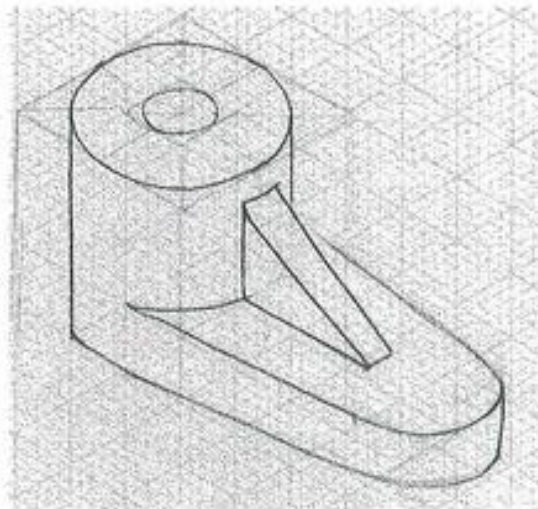


FIGURA 2.13. Es cómodo encuadrar la pieza en un volumen general y después definir los detalles.

Si se desea realizar un croquis partiendo de una fotografía o un dibujo anterior, es muy útil enmarcarlo y realizar divisiones proporcionales sobre el dibujo. En el croquis se puede realizar unas divisiones similares que sirvan de plantilla. Este método está especialmente recomendado para la ejecución de piezas de forma irregular.

2.3.4. Croquizado de perspectivas isométricas

Las perspectivas isométricas de un objeto son también susceptibles de la realización de un croquis por parte del diseñador. A continuación se ofrecen una serie de recomendaciones para su trazado a mano alzada.

El método más sencillo de realizar la perspectiva de una pieza, que el diseñador tiene físicamente, es coger la pieza y girarla hacia el diseñador hasta alcanzar la posición correspondiente a la proyección isométrica. El diseñador entonces sólo tiene que copiar la pieza del natural.

Uno de los mayores problemas es la ejecución de elipses isométricas. Como es bien sabido un círculo proyectado según esta perspectiva se observa como una elipse. Cualquier pieza que posea un cilindro o una forma cónica, se representará mediante elipses isométricas. En primer lugar se debe dibujar el prisma en el que se inscribe la pieza cilíndrica o cónica, de tal forma que el lado del paralelogramo trazado coincida con el diámetro del círculo. Se dibujan las diagonales para posicionar el centro del círculo. Éste debe ser tangente a los puntos medios de los lados del paralelogramo. Las bisectrices entre las rectas que unen a los puntos medios corresponden al eje mayor y al eje menor de la elipse (figura 2.14).

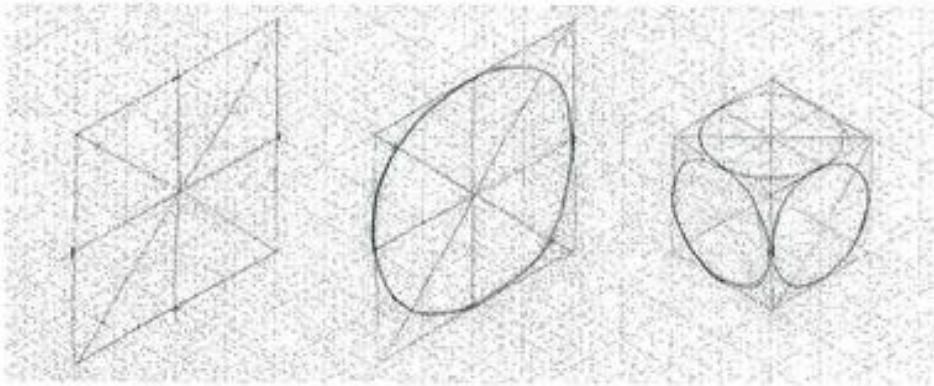


FIGURA 2.14. Forma de croquizar círculos utilizando papel de rejilla isométrica.

Una posibilidad es dibujar las piezas utilizando *papel isométrico*. Éste tiene marcada con líneas finas una cuadrícula de acuerdo a los ejes isométricos, como se aprecia en las figuras 2.9, 2.12, 2.13, 2.14 y 2.15.

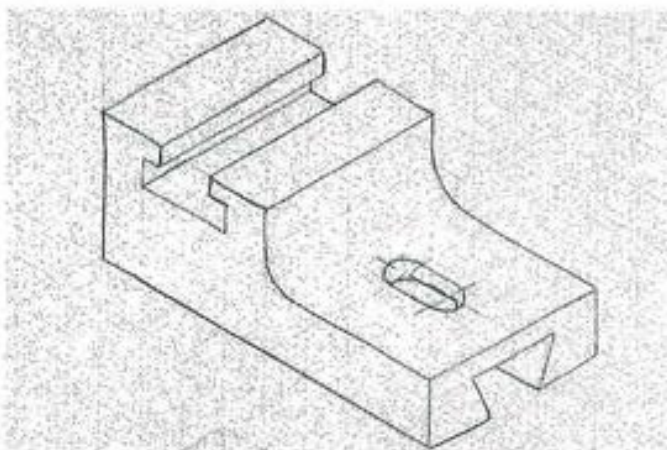


FIGURA 2.15. La utilización de papeles de rejilla isométrica facilita el dibujo de piezas en perspectiva isométrica a mano alzada.

2.4. El diseño asistido por ordenador

Hasta los últimos años todos los materiales descritos han servido para la ejecución de un dibujo a mano. Este tipo de práctica, se combina con las ventajas que ofrece el dibujo asistido por ordenador. Esta técnica informática se denomina de forma abreviada *CAD* (*Computer Aided Design, diseño asistido por ordenador*) y está cada vez más y más extendida por la industria, despachos técnicos y otras áreas donde el dibujo tiene una importancia fundamental (oficinas técnicas, arquitectura, diseño gráfico, maquetación, etc.), de tal forma que los tableros tradicionales de dibujo están siendo sustituidos por pantallas de ordenador.



FIGURA 2.16. Ordenador soporte de un sistema CAD (Gentileza de Hewlett Packard España, S.A).

El diseño asistido por ordenador consiste en utilizar técnicas informáticas para la ejecución de un diseño. No sólo se trata de sustituir el tablero de dibujo por un ordenador que tiene un soporte informático que permite dibujar, sino que va más allá tratando de crear un entorno integral de diseño donde además del dibujo existen programas de apoyo que contribuyen a la buena realización del diseño. Estos programas dependen de las necesidades del diseñador y de la empresa en donde se realice el diseño, pero abarcan desde la integración de elementos tipo plantilla (librerías de elementos), que facilitan la ejecución de labores de dibujo repetitivas, pasando por la integración de bases de datos para el control del inventario del taller hasta, la fabricación de la pieza dirigida desde el ordenador en todos sus aspectos.

2.4.1. Hardware

El hardware es el soporte físico necesario para que funcionen programas informáticos. Los programas de CAD requieren equipos potentes, ya que realizan muchos cálculos en cada una de las operaciones que el usuario les demanda.

Los programas de CAD funcionan sobre dos tipos de plataformas: los ordenadores personales (PC, *Personal Computer*) y las estaciones de trabajo (WS, *workstation*). Las estaciones de trabajo incorporan un tipo de microprocesador denominado RISC (computación con conjunto reducido de instrucciones), que se basa en la utilización de instrucciones simples y por lo tanto mas rápidas de cómputo. Las estaciones de trabajo son el hardware más idóneo para el diseño asistido por ordenador, estando presente en la mayoría de las empresas cuyas oficinas técnicas tienen un gran volumen de diseño asistido por ordenador, tanto en complejidad de diseño como en horas dedicadas al mismo.

Sin embargo, la estructura informática más cercana al alumno es el PC, sobre el cual nos centraremos en los apartados siguientes.

2.4.2. Estructura de un PC

La unidad central de un PC es la CPU. La CPU (*Central Process Unit*, unidad de procesamiento central) está formada por un microprocesador y otros circuitos. El *microprocesador* es el encargado de procesar la información, la cual se transfiere por el bus de datos a la memoria. El Bus de Direcciones se encarga de guardar esta información en lugares específicos de la memoria.

El ordenador posee dos tipos de *memoria*. La memoria ROM (memoria permanente) que es fija, contiene las instrucciones necesarias para que el ordenador funcione y se mantenga aunque esté apagado, gracias a una pila. La memoria transitoria se denomina memoria RAM. Ésta se activa al encender el ordenador y los datos contenidos en ella se pierden al apagarlo. Esta memoria es la que se utiliza para poder ejecutar los programas y los datos de los mismos. Sin embargo, no es permanente. Si se desea mantener los datos para posteriores aplicaciones se deben guardar en sistemas magnéticos de almacenamiento. Los sistemas más extendidos son los discos duros y los discos flexibles o disquetes.

Los *discos flexibles* o disquetes están formados por un soporte magnético flexible, protegido por una carcasa. Son portátiles y su tamaño de almacenamiento está restringido habitualmente a 1,4 Mb. Su tamaño exterior ha variado de las 5 1/4" iniciales a 3 1/2", que es el tamaño más usado actualmente.

Los *discos duros* están incluidos dentro de la carcasa del ordenador y presentan un soporte magnético con capacidad de almacenamiento mucho mayor, llegando hasta capacidades de algún Gb (1.000.000 bytes). Su tiempo de acceso a la información es mucho más rápido que por medio del disco flexible. Su velocidad de giro es también mucho mayor que la del disco flexible y su sistema de lectura-escritura requiere más cuidado. No se puede transportar como los disquetes, y por este motivo si es necesario trasladar gran cantidad de información se debe recurrir a medios removibles. Existen discos duros removibles, cintas de *backup* y discos ópticos, pero son más caros y se deben conectar a una de las *puertas* o conexiones externas del ordenador.

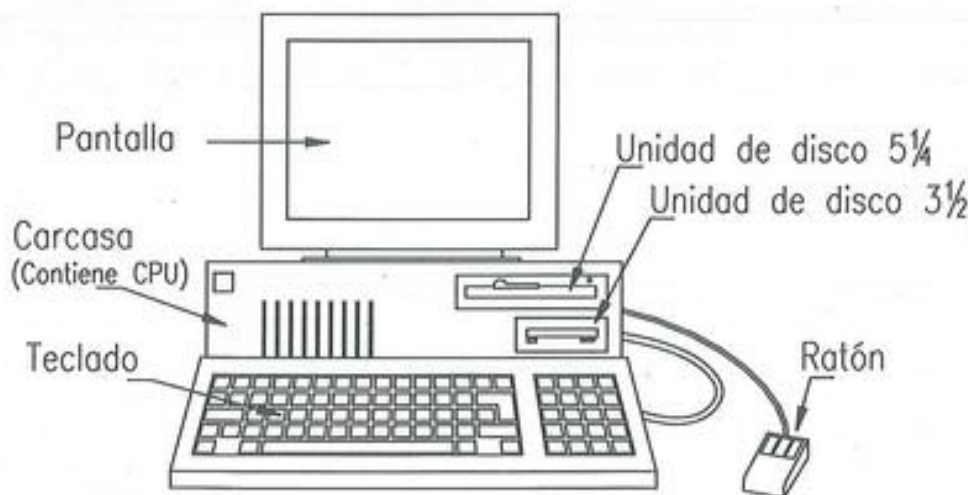


FIGURA 2.17. Configuración básica de un ordenador para el diseño asistido por ordenador.

2.4.3. Dispositivos de entrada de datos

Permiten la introducción de datos al ordenador por parte del usuario. Los principales son:

- Controladores del cursor.
- Digitalizadores.
- Teclados alfanuméricos y de teclas especiales.
- Scanners.

Los dos primeros permiten la entrada de datos de una forma visual. Existe un elemento dirigido por la mano del diseñador que tiene una correspondencia con un cursor de la pantalla, y dependiendo de los movimientos realizados, el cursor se mueve en la pantalla, pudiendo seleccionar botones, introducir puntos, etc.

Los controladores del cursor y digitalizadores más conocidos son:

- *Ratón (mouse)*: los hay con dos o tres botones, y realizan entre otras, las funciones de confirmación y cancelación de comandos. Su funcionamiento es por medio del arrastre de una bola metálica que lleva en su parte inferior y que a su vez produce un movimiento en unos rodillos interiores. Es el dispositivo más extendido. Su uso es fácil pero no son aptos para los trazados de una curva.
- *Joystick*: dispositivo de entrada muy utilizado en programas de juegos. Su funcionamiento se debe al movimiento en todas las direcciones de una palanca. Pueden existir botones adicionales. Es muy poco utilizado en las aplicaciones de diseño.
- *Lápiz óptico (light pen)*: es un lápiz electrónico que señala directamente sobre la pantalla del ordenador, seleccionando las diferentes opciones.
- *Tableta digitalizadora*: es especialmente útil cuando se tiene un plano original. Este plano se apoya sobre la tableta y por medio de un digitalizador especial se van señalando los puntos sobre el plano. Existen tamaños desde A4 hasta A0.
- *Trackball*: es similar al ratón. El cursor se mueve al girar la bola que existe en su parte superior.

El *teclado* permite la introducción de códigos alfanuméricos que se reproducen en la pantalla del ordenador.

Los *scanners* permiten la reproducción de planos, imágenes, textos, etc., en un formato de mapa de bits. Si el ordenador dispone del software necesario es posible reproducirlo e incluso diferenciar entre sus distintos elementos gráficos.

2.4.4. Dispositivos de salida

Los dispositivos de salida permiten la visualización y reproducción de datos. Los hay de diferentes tipos y se pueden clasificar en:

- Pantallas.
- Impresoras.
- Volcadores de pantalla.
- Plotters.

Un elemento imprescindible en la configuración del ordenador es la *pantalla* de visualización. A través de ella, se observan los datos introducidos, las correcciones y los resultados. Normalmente, las pantallas son en color, y tienen diversas resoluciones y tamaños, que pueden oscilar entre las 12 pulgadas (el tamaño se refiere a la longitud de la diagonal de la zona acristalada de la pantalla) y las 30 pulgadas. Para el proyectista es fundamental, ya que permite, gracias a los dispositivos de entrada generar de una forma interactiva la geometría del diseño y poder visualizar en ese momento lo que él está haciendo.

La gran mayoría de las pantallas usan la tecnología TRC (tubos de rayos catódicos), aunque también existen pantallas de cuarzo líquido.

La casi totalidad de las pantallas se ajustan a los estándares gráficos más usuales, que son:

- VGA: tiene una definición máxima de 640×480 con 16 colores elegidos entre 262144 posibilidades o de 320×200 con 256 colores de entre los 262.144.
- 8514: este procesador permite manejar 256 colores con definiciones que van desde 640×480 a 1.024×768 .
- SVGA: se denominan así las pantallas gráficas que en general superan las prestaciones de las pantallas VGA. Su resolución de trabajo es de 800×640 con 256 colores.
- VESA: es el último estandar gráfico del mercado.

Estas capacidades dependen de la tarjeta gráfica que tenga instalada el ordenador. Sus prestaciones pueden mejorarse por medio de *aceleradores de pantalla* —que además incorporan una memoria adicional, *memoria de vídeo*—, que permiten trabajar con más colores o más resolución.

La función de las impresoras que están continuamente incorporando nuevas tecnologías es la reproducción de textos y gráficos sobre papel. Los tamaños de reproducción son A4 y A3. En general las impresoras se clasifican en:

- *Impresoras de impacto*: existe un mecanismo que golpea el papel. Entre el percutor y el papel hay una cinta, impregnada en tinta, que deja el rastro del golpe en el papel. Están incluidas en este grupo las impresoras matriciales, las de cadena, y las de margarita. No son aptas para la reproducción de gráficos de alta calidad. Son muy rápidas y baratas.
- *Impresoras sin impacto*: no existen elementos que impacten sobre el papel. Son las impresoras de inyección de tinta, térmicas y láser. Son silenciosas y permiten la ejecución de gráficos de calidad. Las impresoras láser son especialmente rápidas, pudiendo llegar a la impresión de 25 páginas por minuto. Su resolución alcanza los 600×600 puntos por pulgada. Actualmente ya existen impresoras láser en color.

Los plotters o trazadores permiten la reproducción de planos de grandes dimensiones. En general ofrecen más calidad y rapidez que las impresoras. Pueden ser de los siguientes tipos:

- *De plumillas*: consiste en un tambor que transporta unas plumillas que pueden ser de determinados grosores o colores. Éstas se deslizan por la hoja reproduciendo el dibujo.
- *Electrostáticos*: existen unos electrodos que retienen la tinta, reproduciendo el dibujo. Necesitan convertir el plano a un formato secuencial. Son muy rápidos y caros.
- *Inyección de tinta o impresoras de gran formato*: son los más modernos. Funcionan con una tecnología muy similar a la de las impresoras de inyección de tinta. Permiten la reproducción de colores. Son además silenciosos y rápidos.

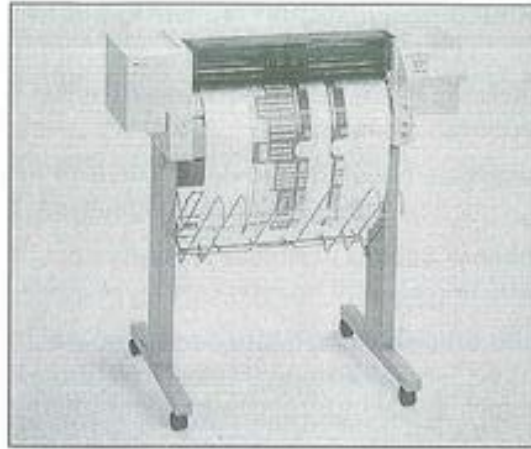


FIGURA 2.18. Plotter de inyección de tinta [gentileza de Hewlett Packard España, S. A.].

2.5. CAD/CAM/CIM/CAE

La introducción del ordenador dentro del proceso productivo ha contribuido a mejorar la fase del diseño. Se han reducido costos y tiempos de diseño y el tiempo de respuesta ante los cambios de producción ha disminuido.

Manejar un sistema CAD no es tan sólo dominar un conjunto de instrucciones de un programa informático, sino que exige también un conocimiento del proceso de diseño y de todos los procesos que conlleva el mismo. Si la concepción del diseño por parte del diseñador es mala, la utilización de un sistema CAD no contribuirá a mejorarlo, aunque sí es probable que los errores del diseño sean detectados antes.

En cualquier caso es difícil desvincular el CAD de la *fabricación asistida por ordenador*, abreviada por las siglas CAM (*Computer Aided Manufacturing*), de tal forma que hoy es frecuente hablar de CAD/CAM, vinculando así el diseño y la fabricación dentro del mismo proceso. El ordenador se incorpora en la fase de fabricación y montaje. Las máquinas se equipan de un procesador que controla el proceso. Gracias al control numérico o CNC (*Computer Numerical Control*) es posible controlar las máquinas, herramientas, sistemas de transporte o robots. El diseño de la pieza está interconectado con su fabricación mediante software especializado. También el ordenador está presente en las etapas de verificación de la calidad, controlando las máquinas de medición.

El conjunto de todas estas técnicas informatizadas se denomina CIM (*Computer Integrated Manufacturing*). En ella existe un conjunto de ordenadores interconectados que controlan todas las etapas del diseño y la construcción de las piezas. Todo esto a su vez queda integrado en un concepto más amplio todavía, que es el CAE (*Computer Aided Engineering*) que busca la integración de todas estas técnicas para la buena ejecución del trabajo del ingeniero.

2.6. Los sistemas CAD

Dibujar mediante un programa de CAD es sólo cuestión de tiempo y estudio del programa que se haya elegido para realizar el diseño. Otro asunto será utilizar ese programa con su máximo rendimiento. Para esto, los programas llevan incorporados una serie de utilidades, accesorios, etc., que facilitan enormemente determinadas tareas. La ventaja del CAD es que proporciona determinadas opciones que no son posibles desde el dibujo en el tablero:

- Es posible realizar librerías que faciliten la repetición de detalles o símbolos. Se debe conocer qué elementos se repiten en los planos o en los dibujos (el cuadro de rotulación es un ejemplo típico).

- Es posible crear librerías paramétricas. Para ello hay que tener un conocimiento previo de qué elementos se pueden parametrizar (por ejemplo, los tornillos).
- La edición y reproducción de los planos se convierte en un trabajo sencillo y más breve que por el método tradicional.
- Es posible encapsular ficheros de dibujo dentro de otro fichero de tal forma que las correcciones en uno queden automáticamente actualizadas en los otros.
- El trabajo en tres dimensiones es posible, e incluso se puede visualizar el objeto sombreado y con apariencia real.
- Se pueden incorporar unos dibujos dentro de otros de tal forma que planos como los de conjunto o perspectivas explosionadas se construyen de forma más sencilla, pudiendo comprobar encajes e interferencias en menor tiempo.

Sin embargo, hay que tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Son convenientes unos conocimientos básicos de informática.
- Hay que conocer un programa informático de CAD y familiarizarse con su entorno.
- A veces la creación de librerías, macros, etc., requiere ayuda externa especializada.
- No todos los programas informáticos de CAD crean ficheros compatibles con el resto de los sistemas CAD.
- La reconversión de proyectistas para su aprendizaje de un sistema CAD es en ocasiones larga, costosa, e incluso en personas de edad más avanzada es imposible si se desea un rendimiento aceptable.
- Existe una enorme diversidad de productos CAD en el mercado por lo que el riesgo de comprar una aplicación informática que no sea la conveniente también es alto.

La siguiente figura compara las ventajas de reducción de costos y de plazo al realizar un proyecto utilizando métodos tradicionales y utilizando CAD. El tiempo dedicado al diseño es ligeramente mayor en CAD, pero por el contrario el tiempo de desarrollo y documentación se reduce notablemente.

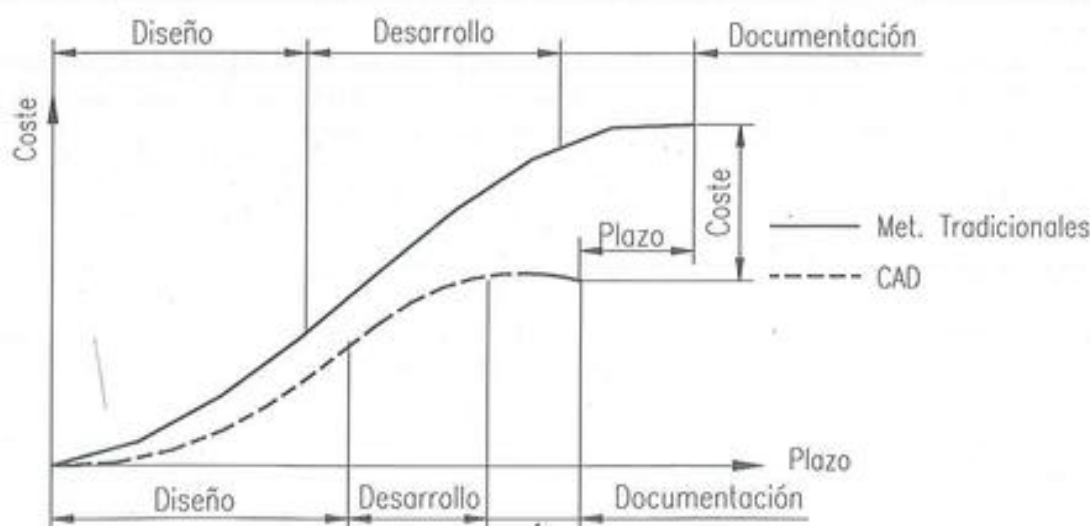


FIGURA 2.19. Comparación entre el uso de métodos tradicionales y el CAD (Ferré Masip, R., *Diseño Industrial por Computador*, Marcombo Boixareu, Ed.).

Los programas de CAD pueden representar geometría en dos o tres dimensiones. La elección del programa dependerá de las necesidades de la empresa. Los programas en tres dimensiones tienen todas las funciones de los de dos dimensiones además de las siguientes:

- Se puede visualizar la pieza tal y como es en realidad.
- Permiten el estudio de encajes e interferencias.
- Conocimiento de propiedades másicas.
- Posibilidad de simulaciones de mecanizado, dinámicas y estáticas.
- Permiten el intercambio de ficheros con aplicaciones dedicadas a la simulación o el cálculo como los paquetes de cálculo por elementos finitos.
- Pueden realizar una representación realista del objeto (sombreados con color y texturas).

2.6.1. Creación del modelo

La creación del modelo se realiza en las siguientes fases:

- Creación de la geometría bidimensional.
- Creación de las superficies de la pieza.
- Creación del cuerpo tridimensional.

2.6.2. Creación de la geometría bidimensional

La geometría bidimensional de una pieza se construye por medio de puntos, arcos, círculos, rectas y curvas especiales. Estos elementos se acompañan de una serie de atributos, que son:

- *Tipo de línea utilizado*: continuas, trazos, centros, etc.
- *Color*: cada elemento puede llevar asociado un color.
- *Grosor*: los elementos de dibujo pueden aparecer en la pantalla y el trazado impreso con un grosor determinado.
- *Altura del plano Z donde está contenido*: en la pantalla se trabaja con la proyección de los elementos sobre un plano Z, paralelo a la pantalla del ordenador, pero éstos no tienen por qué estar incluidos dentro del mismo plano Z.
- *Capas, hojas de trabajo, etc.*: dependiendo del programa reciben diversos nombres. Los elementos de dibujo se pueden agrupar de varias maneras, por ejemplo se pueden agrupar todas las líneas que constituyen un rayado, de tal forma que si el usuario no desea visualizarlas en determinados momentos se pueden desactivar o realizar otro tipo de manipulación con ellas.

Los programas de CAD permiten la definición de los elementos geométricos de diversas formas de acuerdo a las necesidades del usuario.

Los puntos se pueden definir de las siguientes maneras:

- Digitalizándolos en la pantalla por medio de un ratón, un lápiz óptico, etc.
- Mediante coordenadas X e Y o polares, absolutas o relativas a un punto anterior.

- Puntos característicos de otros elementos de dibujo: punto final de una recta, centro de un círculo, punto de intersección entre dos elementos, etc.
- Puntos proyectados sobre un elemento o sobre una superficie.

Las rectas quedan definidas por:

- Dos puntos digitalizados sobre la pantalla.
- Dos puntos definidos por coordenadas.
- Un punto y una dirección.
- Un punto y la relación con otro elemento: perpendicular a otra recta, tangente a un arco, etc.
- Relación con dos elementos: recta que sea tangente a un círculo y perpendicular a una recta, por ejemplo.

Los círculos se definen por:

- Centro y radio o diámetro.
- Dos puntos.
- Tres puntos.
- Tangente a otros elementos, conocido o no el radio o el diámetro.

Los arcos se definen como los círculos pero necesitan una condición más: el ángulo comprendido o la cuerda.

Es posible dibujar curvas especiales. Éstas pueden ser elipses, o una serie de puntos ajustados por modelos matemáticos como Bezier, Splines o Nurbs si el programa es muy avanzado.

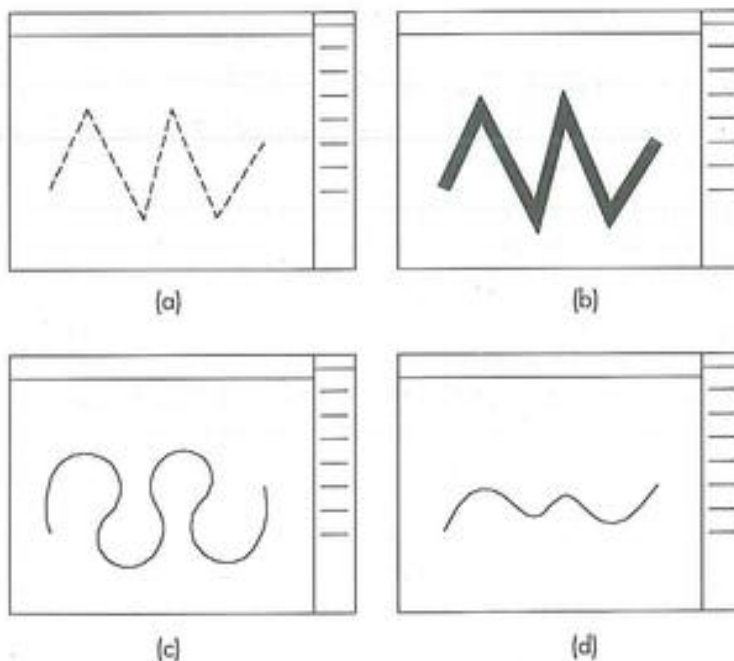


FIGURA 2.20 (a) Líneas con trazo especial. (b) Las mismas líneas variando su grosor. (c) Ajustándola por medio de Splines. (d) Ajustándola por curvas de Bezier.

Para la ejecución de un plano en dos dimensiones se recomienda el siguiente procedimiento:

- 1º) Estudiar la pieza que se va a representar para poder determinar qué vistas hay que dibujar.
- 2º) Definir la escala para el dibujo.
- 3º) Dibujar el objeto con el programa de CAD.
- 4º) Seleccionar el tamaño de hoja nomalizado e insertar un cuadro de rotulación.
- 5º) Realizar la copia impresa.

2.6.3. Creación de las superficies de la pieza

Las superficies presentan más dificultad para su definición. Dependiendo del desarrollo del programa de CAD, hay más o menos posibilidades para la definición de curvas complejas.

Las superficies se representan por medio de una malla, que puede ser más o menos densa. A mayor densidad, mejor queda representada la superficie, aunque requiere más tiempo para su cálculo y representación. Normalmente existe una variable que controla esta densidad.

Las superficies más utilizadas son:

- *Superficies de revolución:* son las generadas al girar un perfil alrededor de un eje.
- *Superficies extruidas:* son el resultado de la traslación de un perfil a lo largo de una curva.
- *Superficies regladas:* se generan por una recta que se apoya en dos perfiles.
- *Superficies cilíndricas:* las generadas al desplazar un perfil a lo largo de una directriz. Los programas más sencillos no aceptan una directriz definida por una curva.
- *Superficies complejas:* dependen del desarrollo del programa de CAD (Nurbs, Bezier, etc.).

Para poder dibujar esta geometría bidimensional son necesarias unas instrucciones que permitan la edición de elementos. Es posible borrar elementos, revocar órdenes o invocarlas. Existen una serie de instrucciones que permiten la manipulación de elementos, como son:

- Alargar o recortar elementos o partirlos.
- Realización de copias sencillas o múltiples, con desplazamiento o alrededor de un punto.
- Realización de simetrías.
- Realización de chaflanes y acuerdos.

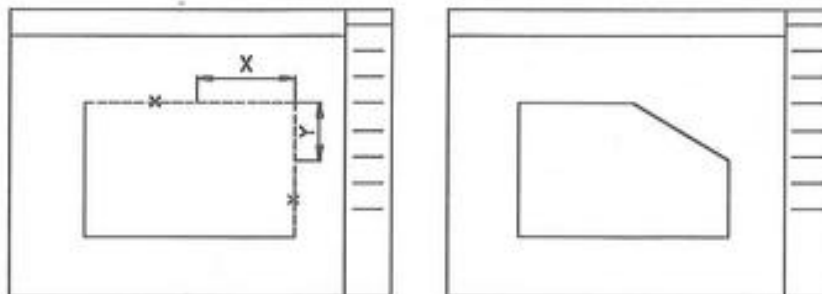


FIGURA 2.21. Existe la posibilidad de realizar chaflanes.

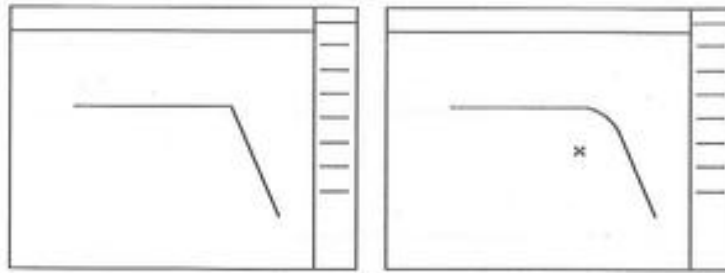


FIGURA 2.22. Se pueden realizar empalmes por medio de radio de acuerdo.

— Giros y escalados de elementos.



FIGURA 2.23. Se pueden girar piezas con facilidad.

- Utilidades para la medición o división de los elementos.
- Modificación del sistema de coordenadas del ordenador.
- Posibilidad de diferentes visualizaciones de los dibujos por medio de comandos de *zoom*.
- Posibilidad de añadir texto en diferentes tamaños y tipos de letra.
- Posibilidad de edición de las propiedades de los elementos, etc.



FIGURA 2.24. Los programas de CAD admiten diferentes tipos de letras y tamaños.

2.6.4. Acotación

Los programas de CAD incluyen la posibilidad de acotar las piezas. Los programas llevan definidos unos elementos denominados *cotas* constituidos por unas flechas, un conjunto de líneas y unas cifras. Las cotas definen la distancia entre puntos, entre un punto y una línea, entre planos, etc. El usuario debe indicar entre qué puntos o elementos se debe acotar.

Las cotas pueden asociarse al dibujo de tal forma que si se modifica alguna dimensión de éste, la cota se actualiza automáticamente.

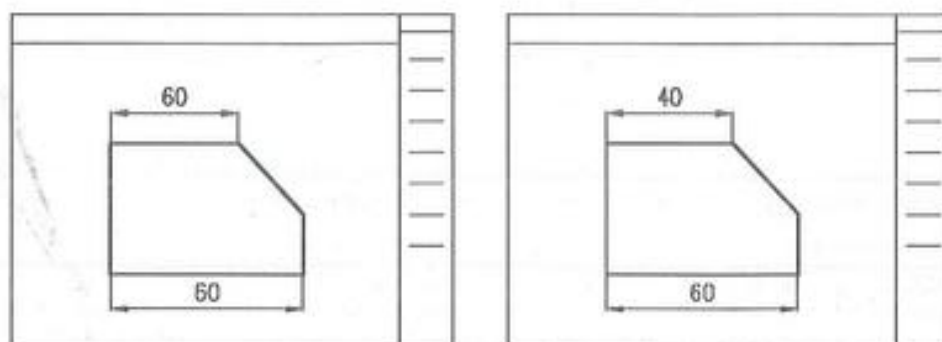


FIGURA 2.25. Es posible acotar de una manera cómoda las figuras e incluso editar sus valores de cota.

2.6.5. Creación del cuerpo tridimensional

Es posible crear geometría tridimensional gracias a los siguientes modelos matemáticos que habitualmente están incorporados en los programas de CAD:

- *Geometría de alambres*: consiste en representar los vértices del objeto y las líneas que los unen. La representación es ambigua y puede ser utilizada para diferentes objetos, ya que el programa no reconoce si existen huecos o si existe materia en la geometría representada. No distingue entre líneas vistas u ocultas. Sin embargo, es muy rápido con los cálculos.

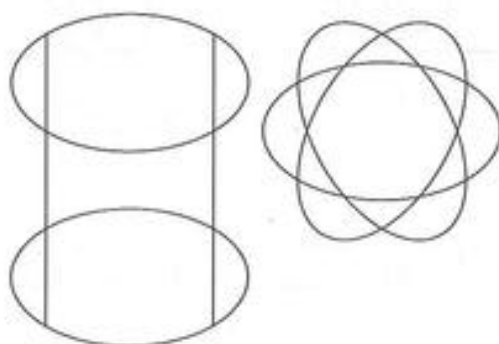


FIGURA 2.26. Representación de cuerpos por medio de alambres.

- *Representación de superficies*: el modelo es representado por medio de caras poligonales definidas por sus aristas. La visualización conseguida es acertada y por medio de diferentes algoritmos se pueden detectar las zonas vistas y ocultas.

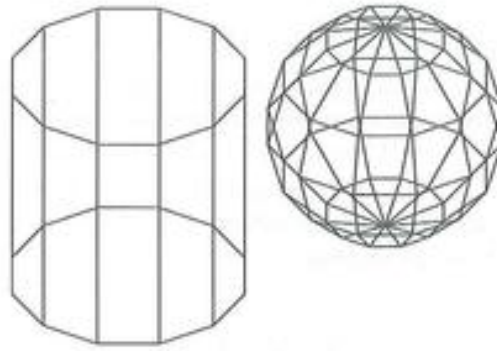


FIGURA 2.27. Representación de los cuerpos por medio de superficies.

- *Modelado de sólidos*: este modelo consiste en la combinación por medio de operaciones booleanas de unos elementos más sencillos denominados *primitivas*. Estos elementos pueden ser bidimensionales, también denominados modelos de frontera o regiones *B-rep* (*Boundary representation*), o pueden ser tridimensionales, llamados modelos de *geometría constructiva de sólidos* o GCS. Los datos se almacenan de acuerdo a una estructura arbórea y jerarquizada. Permite el cálculo de las propiedades másicas del modelo. Presenta el inconveniente de que no se pueden representar piezas con superficies curvas complejas.

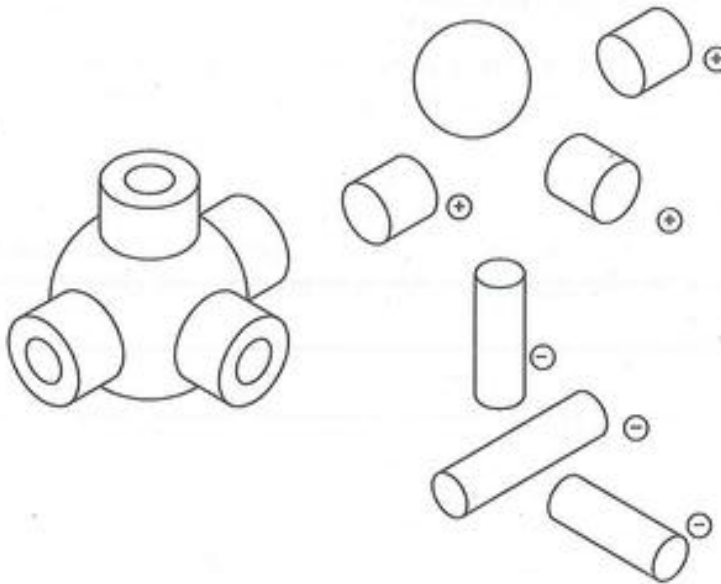


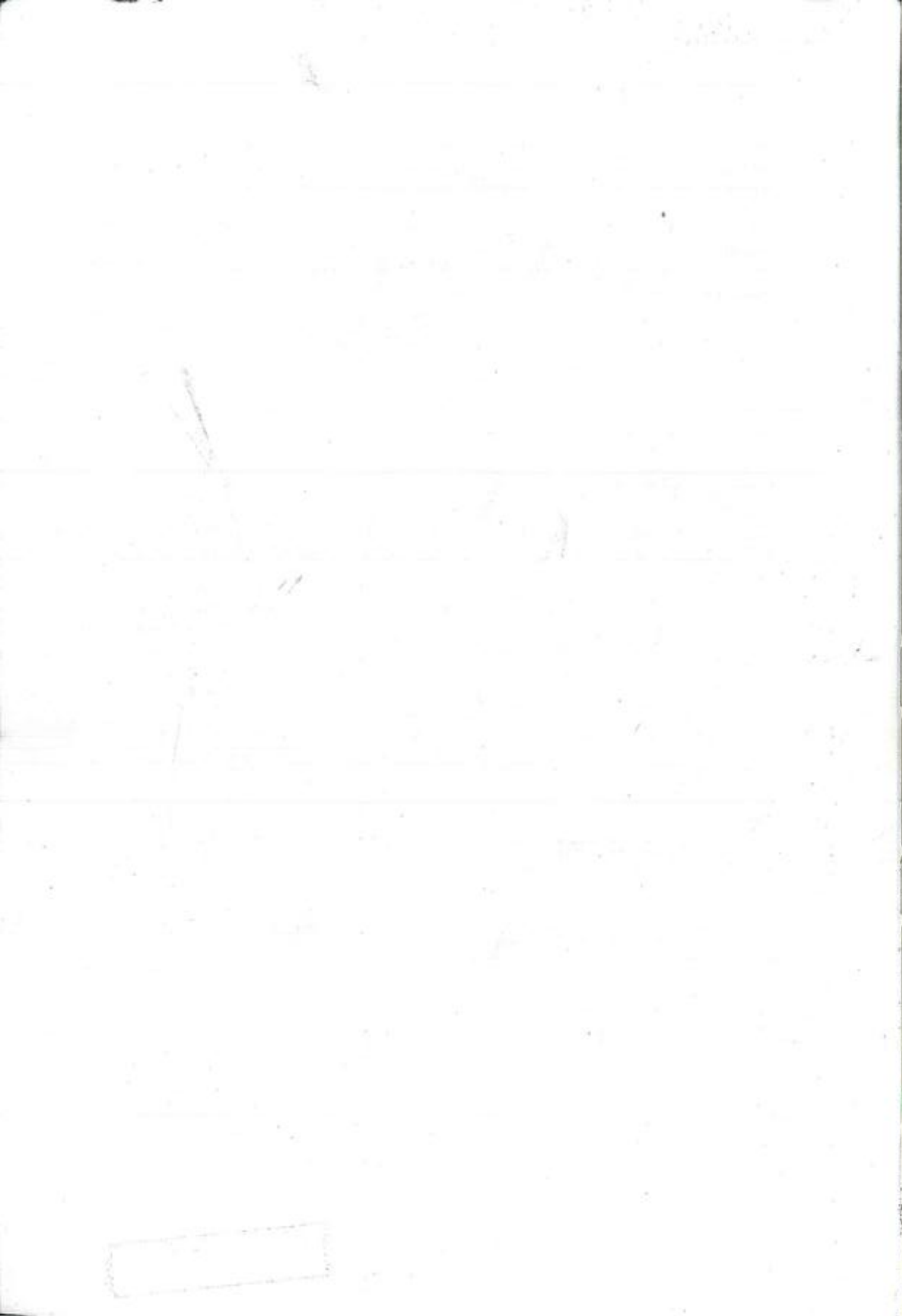
FIGURA 2.28. El cuerpo puede ser construido por la suma y diferencias de primitivas.

2.6.6. Representación realista del modelo

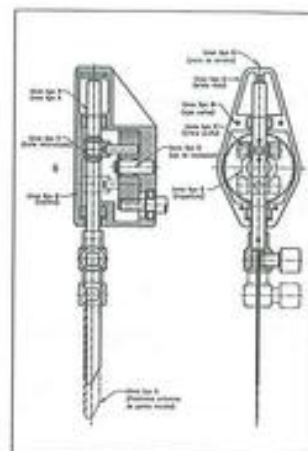
Los modelados de geometrías por medio de superficies o de sólidos permiten la visualización realista del modelo. Para ello es necesario disponer de un hardware potente, ya que los cálculos son largos y complicados. Es recomendable una buena tarjeta gráfica que soporte una gran gama de colores con memoria adicional.

Se debe asignar a las piezas dibujadas materiales con sus propiedades de color, brillo, matiz y saturación. Es posible la asignación de texturas, por ejemplo diferentes grados de rugosidad, aspectos textiles, etc. Asimismo se deben asignar luces que iluminen el objeto y produzcan sombras arrojadas. Se puede añadir una fotografía o un fondo dibujado para incrementar el realismo.

Existe software especializado que permite la animación de las piezas o su visualización por medio de cámaras móviles. En resumen, estos programas realizan "fotografías" de cada una de las posiciones de la pieza, mostrándolas a alta velocidad, produciendo de este modo sensación de movimiento.



PRINCIPIOS GENERALES DE REPRESENTACIÓN



3.1. Los sistemas de representación

La representación de los objetos tridimensionales es un avance reciente de la humanidad. Hasta el siglo XV la representación de la realidad se ejecutaba de una forma muy simple. Es a partir del Renacimiento cuando aparecen los primeros cuadros con perspectiva. Sin embargo, el mayor avance se debe a Gaspar Monge con su libro *Geometría Descriptiva* publicado en 1795. También desarrolló el sistema de planos acotados cuando trabajó como técnico cartográfico con Napoleón Bonaparte, pero estas técnicas fueron mantenidas en secreto durante treinta años por parte del ejército francés.

La idea de los sistemas de representación es muy sencilla. Se basa en la proyección de los cuerpos y elementos geométricos que los constituyen como rectas, superficies, etc., sobre un plano (denominado plano de proyección, plano del cuadro o plano del papel).

La proyección se puede asimilar a la sombra que arroja un cuerpo sobre una pared. Dependiendo de la posición del foco luminoso, la sombra obtenida varía de forma y de tamaño.

Si el origen de la proyección es un punto situado en el infinito, la proyección se denomina cilíndrica.

Dependiendo de la dirección de incidencia de los haces proyectantes respecto del plano de proyección, la proyección puede ser ortogonal (formando un ángulo de 90° con el plano de proyección, ver figura 3.1a) u oblicua (figura 3.1c).

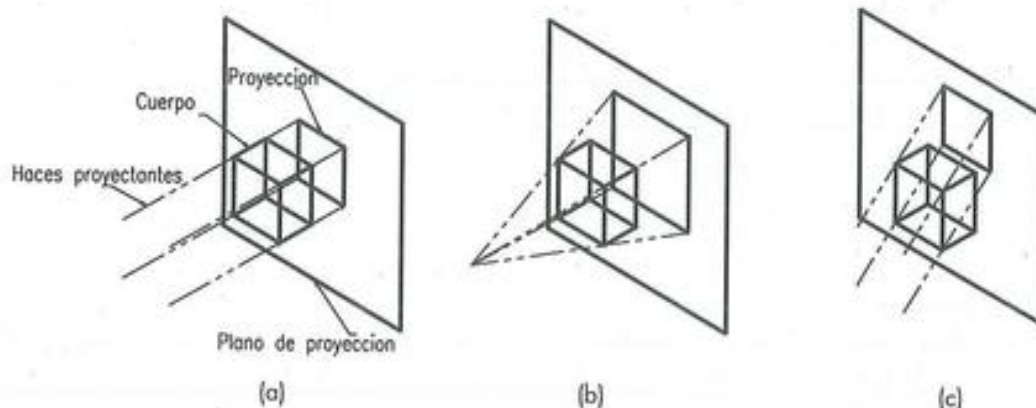


FIGURA 3.1. Distintos tipos de proyección. (a) Proyección ortogonal cilíndrica. (b) Proyección cónica. (c) Proyección cilíndrica oblicua.

Si el origen de la proyección está lo suficientemente cerca, los haces proyectantes no inciden de forma paralela sobre el objeto y se obtiene la denominada proyección cónica (figura 3.1b). Este tipo de representación es el que ofrece mayor realismo aunque es de difícil ejecución.

La proyección perspectiva o cónica se utiliza mucho en el área de la construcción y la arquitectura, mientras que en la ingeniería se utiliza preferentemente la proyección cilíndrica ortogonal.

3.2. La proyección cilíndrica ortogonal

En la proyección cilíndrica ortogonal el origen de la proyección o punto de vista está situado en el infinito. La intersección de los haces proyectantes con las superficies que componen el objeto tridimensional se proyectan sobre un plano (llamado plano de proyección, plano del papel o plano del cuadro). El plano de proyección es perpendicular a la dirección de los haces proyectantes.

Si se suponen dos rectas paralelas situadas entre el plano de proyección y el punto de vista, según la figura 3.2, la proyección de los infinitos puntos que componen cada una de ellas es la "sombra" que arrojan desde el plano de proyección, que no es otra cota que la intersección del plano formado por cada una de las rectas y una recta que, cortándola, tenga la dirección de la proyección. Evidentemente los dos planos que se forman (uno para cada recta) son paralelos, y por lo tanto se observa que el paralelismo entre las dos rectas se mantiene en la proyección.

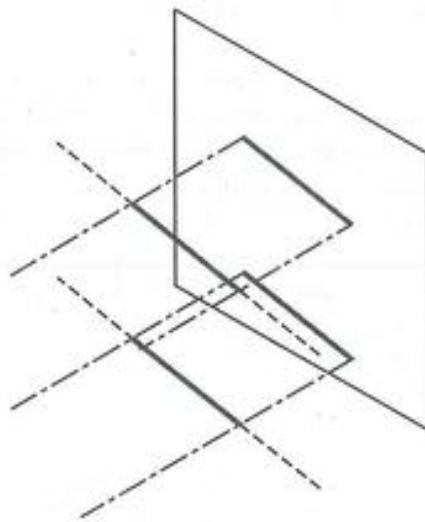


FIGURA 3.2. Proyección de dos rectas paralelas.

Si es una superficie (figura 3.3) la que se interpone entre el plano de proyección y el foco, al igual que antes, los haces inciden sobre todos los puntos que componen la superficie y se reflejará una "sombra" sobre el plano de proyección. Si la superficie es paralela al plano de proyección, la forma y dimensiones de la superficie proyectada son las mismas que las de la superficie original.

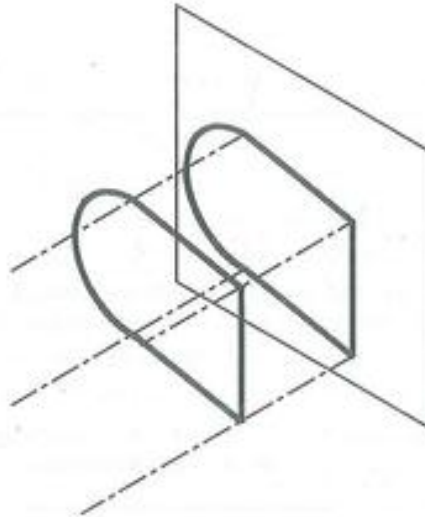


FIGURA 3.3. Proyección de una superficie paralela al plano de proyección.

Si la superficie plana no es paralela al plano de proyección, los haces inciden sobre la superficie y se obtiene la proyección sobre el plano, pero la figura resultante no tiene el mismo tamaño y forma que la superficie original. La proyección paralela sólo mantiene las dimensiones reales si las superficies o las rectas proyectantes son paralelas al plano de proyección.

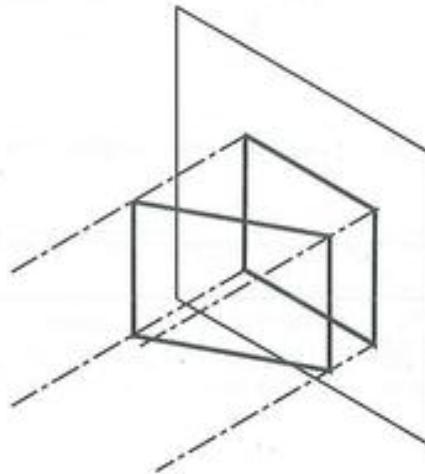


FIGURA 3.4. Proyección de una superficie oblicua al plano de proyección.

En resumen, la proyección cilíndrica ortogonal presenta las siguientes peculiaridades:

- Mantiene el paralelismo.
- No mantiene las magnitudes y formas reales si el elemento proyectado no es paralelo a los planos de proyección.
- Si las superficies son paralelas a los planos de proyección, se obtienen formas y magnitudes reales, por lo que este sistema es apto para la representación de piezas sobre el papel, ya que siempre existirá una relación directa entre el dibujo y la pieza real.

3.3. Métodos de proyección

La norma UNE 1-032-82, equivalente a la norma ISO 128, señala las reglas que se deben seguir para la representación de cualquier tipo de dibujos (mecánicos, eléctricos, de construcción, etc.), aunque reconoce que en determinadas ocasiones algún área técnica puede no ajustarse a estos principios. La norma define los principios generales de representación aplicables a dibujos técnicos realizados según los métodos de proyección ortogonal.

La proyección ortogonal de una pieza sobre los planos de proyección da lugar a lo que se denominan vistas diédricas. La norma establece dos sistemas de proyección: el sistema europeo y el sistema americano. Los dos sistemas de representación se basan en una proyección cónica ortogonal, y la diferencia fundamental entre ellos está en la situación de la pieza en el espacio. En el sistema europeo la pieza se sitúa en el primer diedro o cuadrante, y en el sistema americano en el tercero (figura 3.5). Por este motivo, al sistema europeo se le denomina *método de proyección del primer diedro*, y al sistema americano *método del tercer diedro*.

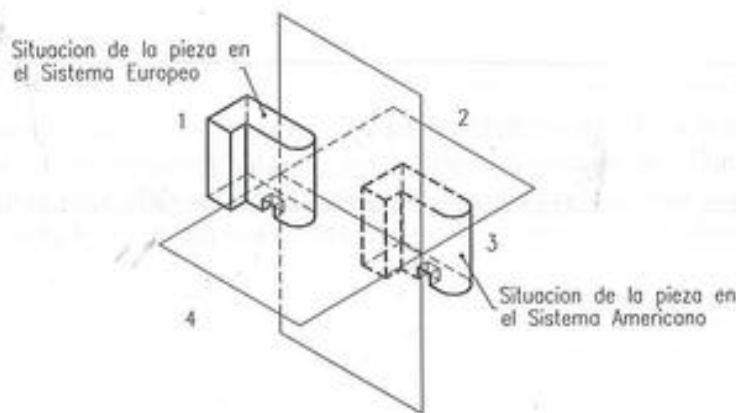


FIGURA 3.5. Situación de la pieza según el sistema europeo y según el sistema americano.

En ambos casos, se supone a la pieza envuelta en un paralelepípedo que apoya sobre los planos de proyección correspondientes (figura 3.6).

Las aristas que resultan vistas se representan por medio de una línea continua y gruesa y las aristas situadas en planos posteriores y por lo tanto ocultas se indican por medio de líneas de trazos y por tanto de grosor intermedio (ver tabla 3.1).

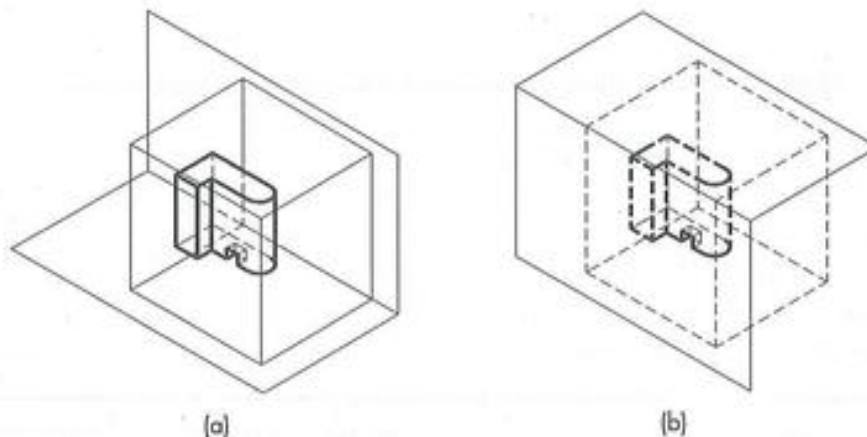


FIGURA 3.6. Paralelepípedos de proyección. (a) Sistema europeo. (b) Sistema americano.

3.3.1. El sistema europeo

El sistema europeo se basa en la proyección cilíndrica ortogonal de una pieza situada en el primer cuadrante. La pieza se interpone entre el foco de proyección y el plano de proyección. Los haces proyectantes inciden en las superficies y las aristas que componen la pieza, de forma que alcanzan primero la superficie las aristas más cercanas al foco (figura 3.7) y se produce una proyección sobre el plano del papel. De igual forma se producirán las proyecciones del resto de superficies que están situadas delante del plano de proyección (figura 3.8).

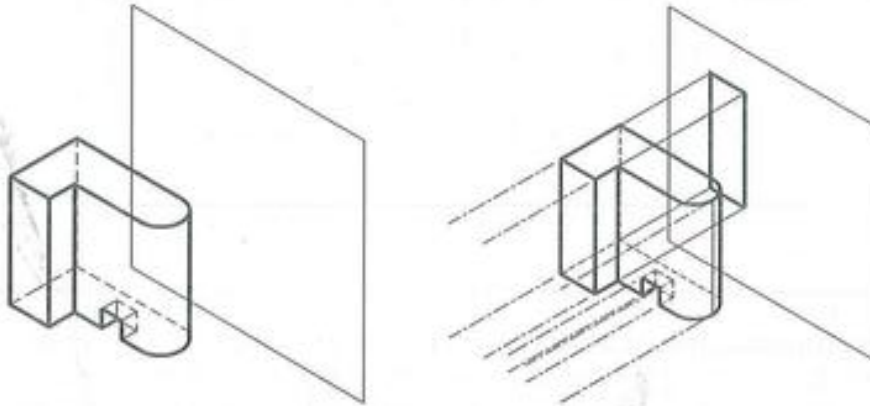


FIGURA 3.7. Proyección de superficies en el sistema europeo.

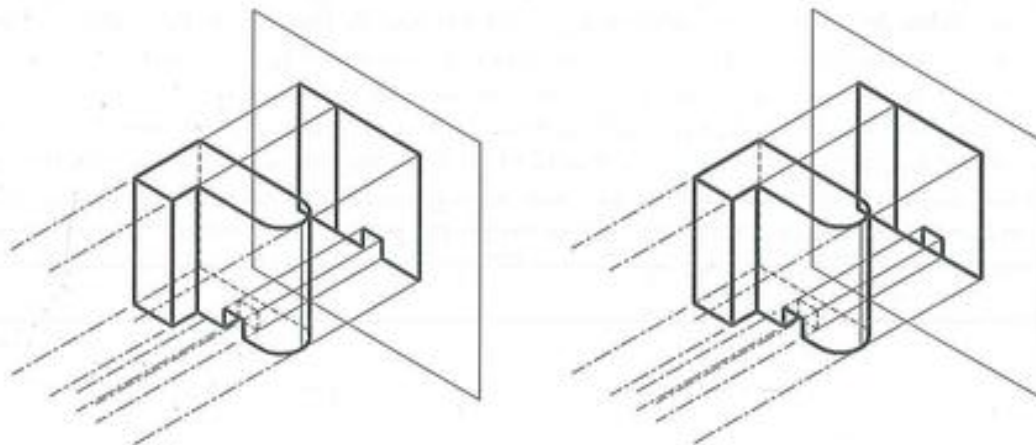


FIGURA 3.8. Proyección de las superficies de la pieza.

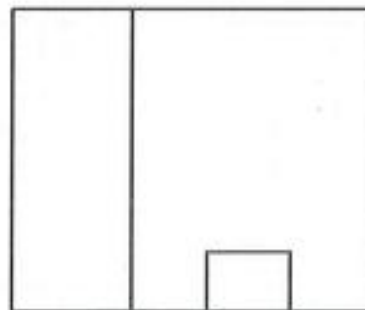


FIGURA 3.9. Proyección o vista resultante.

Como resultado de la proyección se obtiene lo que se denomina *vista* de la pieza (figura 3.9).

En ocasiones una sola vista no es suficiente para definir una pieza ya que esta vista o proyección puede corresponder a más de un objeto, como puede comprobarse en los ejemplos de la figura 3.10.

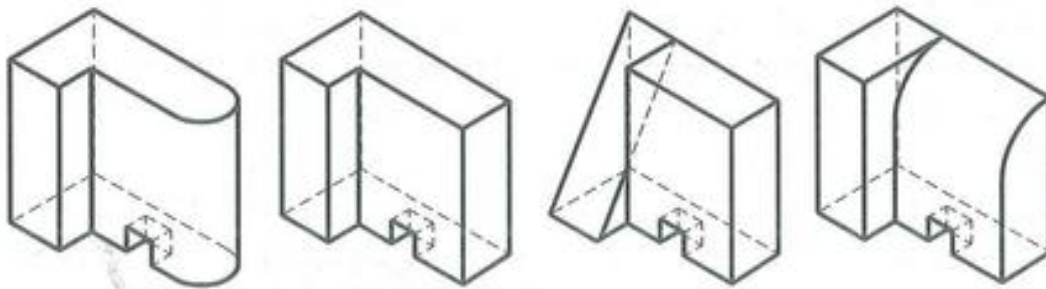


FIGURA 3.10. Todas estas piezas tienen la proyección de la figura 3.9.

Las piezas no quedan normalmente definidas por una sola vista, sino que se necesita más información para poder definirla inequívocamente. Para ello se recurre a realizar más proyecciones cilíndricas ortogonales, tantas como sea necesario para determinar la pieza correctamente. La norma UNE 1-032-82 establece hasta seis vistas resultantes de la proyección cilíndrica ortogonal sobre un paralelepípedo que envolvería la pieza, como se aprecia en la figura 3.6.

A continuación se presenta el proceso que se debe seguir para obtener el resto de las seis vistas resultantes de proyectar la pieza siempre a cada uno de los planos que forman el paralelepípedo de proyección. En la figura 3.11 se observa en primer lugar el resultado de las proyecciones anteriores. Dado que esta vista no determina la pieza inequívocamente, se necesitan más proyecciones. Si el foco de proyección se sitúa encima de la pieza, por tratarse de una proyección ortogonal, el plano de proyección será el correspondiente a la cara inferior del paralelepípedo. Se proyectan en primer lugar todas las superficies que estén en un primer plano. Las superficies que quedan ocultas también se proyectan pero se representan en la proyección con líneas de trazos. Este proceso es análogo y se repite para cada plano de proyección (figuras 3.12, 3.13 y 3.14).

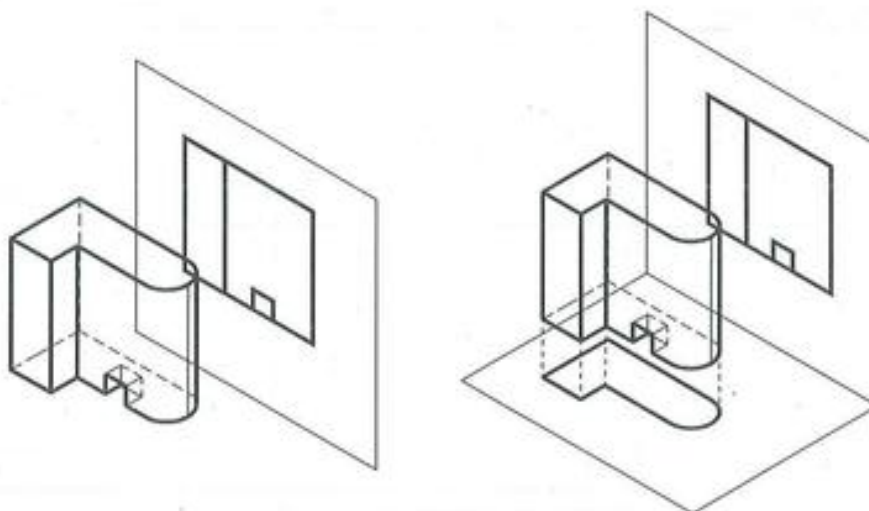


FIGURA 3.11. Proyección de la pieza sobre los planos posterior e inferior.

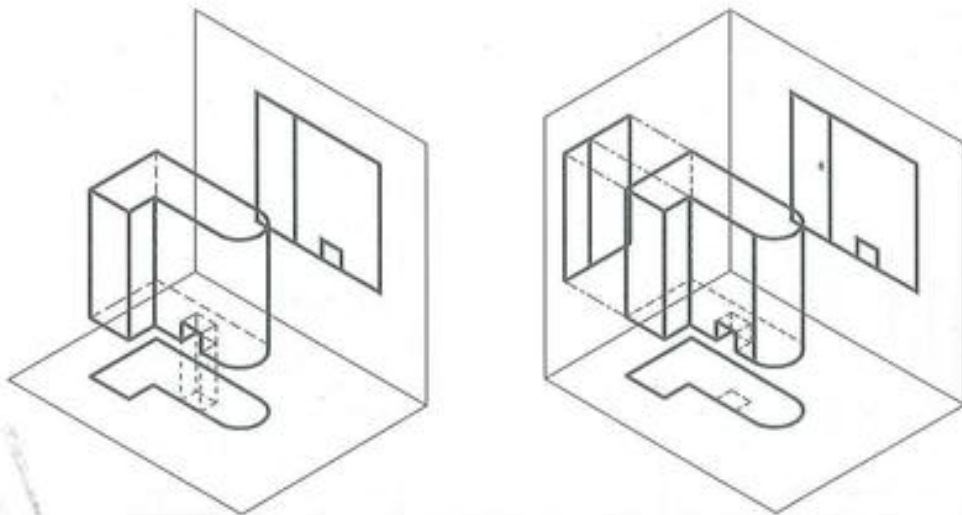


FIGURA 3.12. Proyección sobre el plano inferior de la pieza y sobre el plano lateral izquierdo.

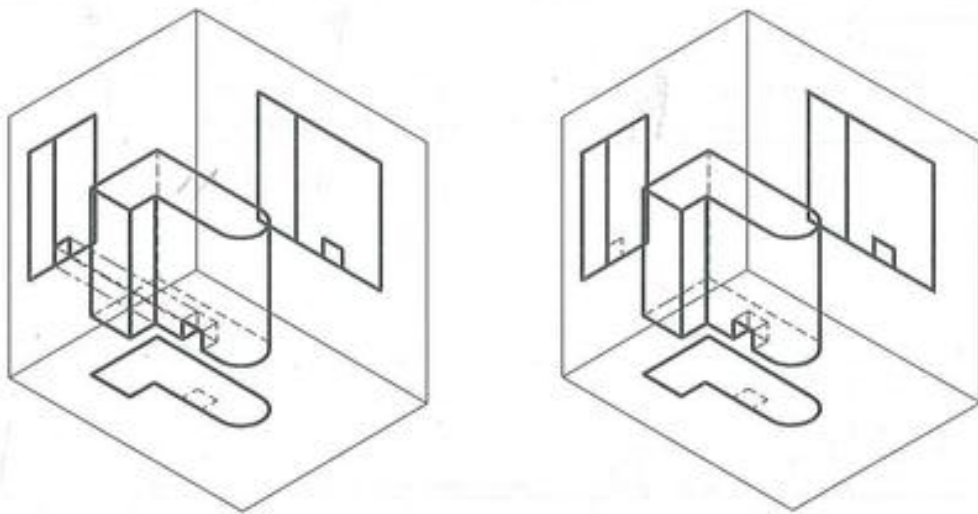


FIGURA 3.13. Resultado de las proyecciones sobre tres planos del paralelepípedo.

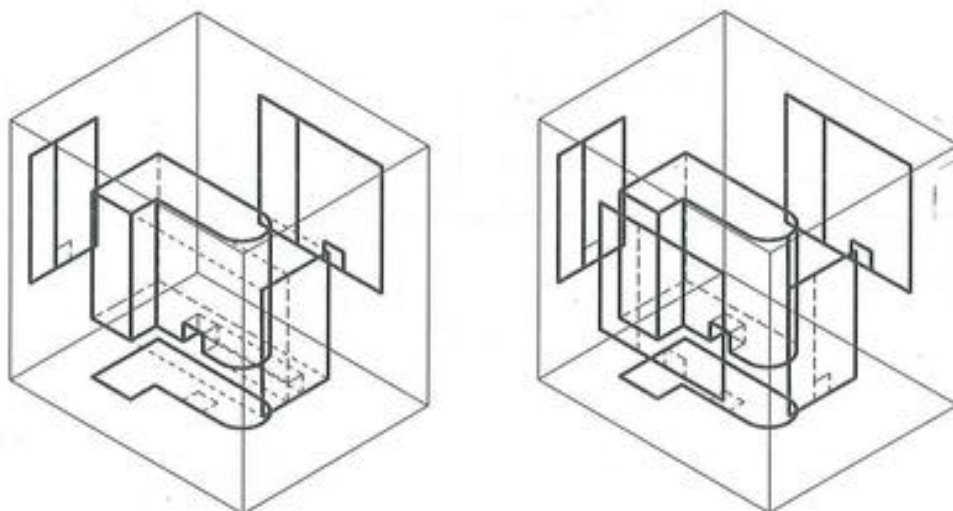


FIGURA 3.14. Proyecciones sobre un lateral y el plano anterior del paralelepípedo de proyección.

Una vez obtenidas las seis vistas sobre los planos que definen el paralelepípedo, se realizan abatimientos sucesivos de estas caras hasta que coincidan todas con el plano posterior (figuras 3.15 y 3.16).

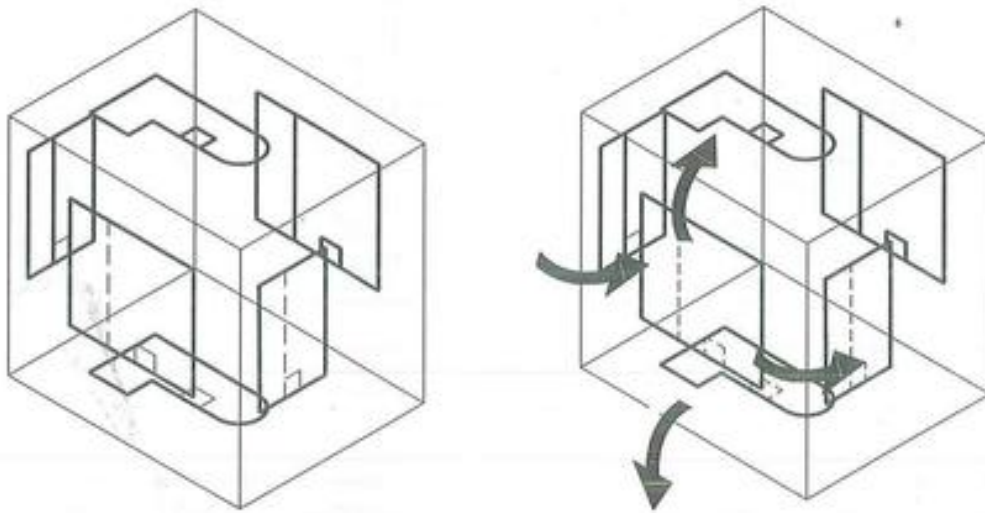


FIGURA 3.15. Abatimiento de las caras del paralelepípedo de proyección de acuerdo con las flechas hasta coincidir todos ellos sobre un mismo plano.

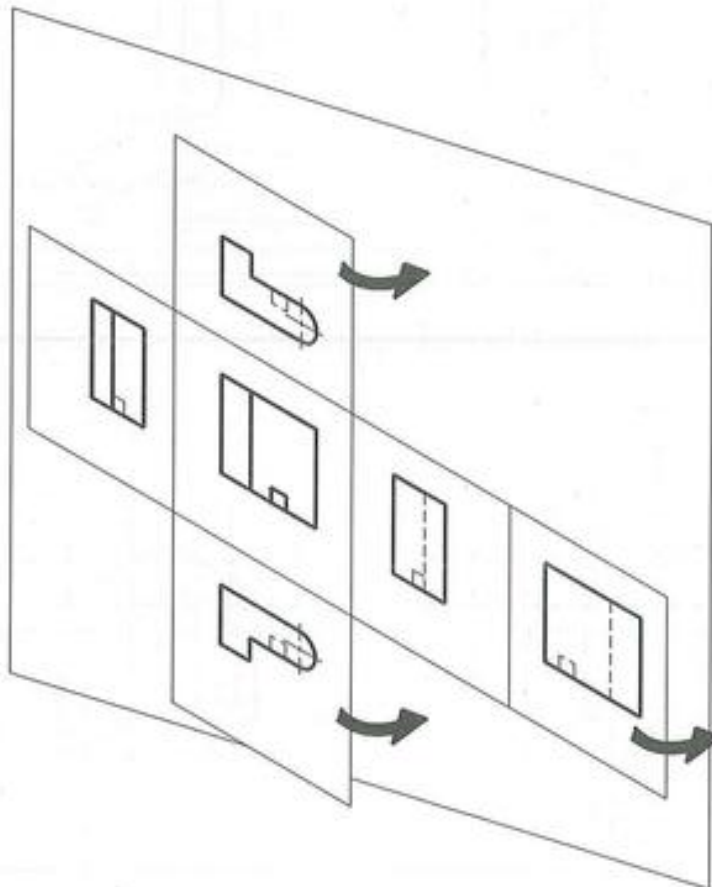


FIGURA 3.16. Las proyecciones obtenidas se sitúan en el plano del papel.

La norma UNE 1-032-82 asigna un nombre para cada una de las vistas de acuerdo con la figura 3.17.

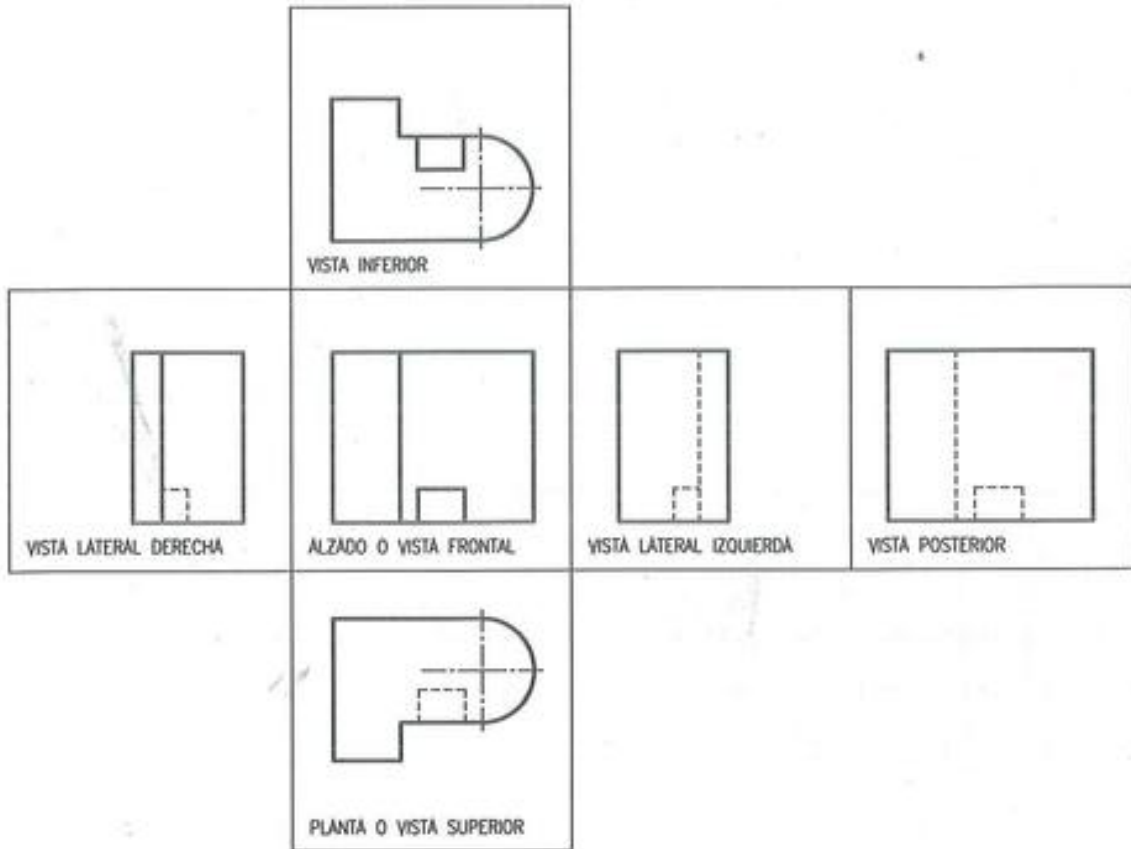


FIGURA 3.17. Disposición de vistas propuesta por el sistema europeo.

Las piezas no tienen que estar definidas siempre por seis vistas. Se utilizarán sólo las que sean necesarias para su determinación completa, aunque ocasionalmente haya que recurrir a todas ellas. Por otra parte, la norma dispone, como ya se verá más adelante, de mecanismos para conseguir una mejor definición de la pieza, como son los cortes, secciones, vistas auxiliares, etc., sin tener que realizar las vistas ortogonales.

3.3.2. El sistema americano

El sistema europeo tiene su aplicación principalmente en Europa y su área de influencia. Sin embargo, en América del Norte y Sudamérica se utiliza el sistema americano o sistema del tercer diedro. Las diferencias fundamentales ya han sido comentadas. En este Sistema de Proyección la pieza se sitúa en el tercer cuadrante (figura 3.5) y el plano de proyección se interpone entre el punto de vista y la pieza (figura 3.6b). Las proyecciones se realizarán según se muestra en las figuras 3.18 y 3.19.

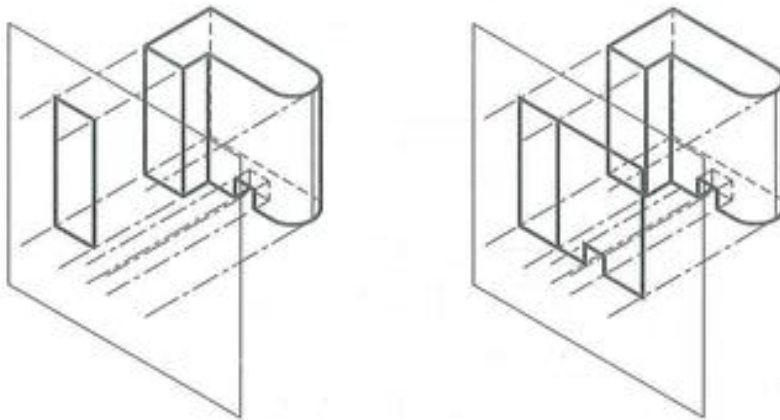


FIGURA 3.18. Proyección en el sistema americano donde el plano se interpone entre el foco y la pieza.

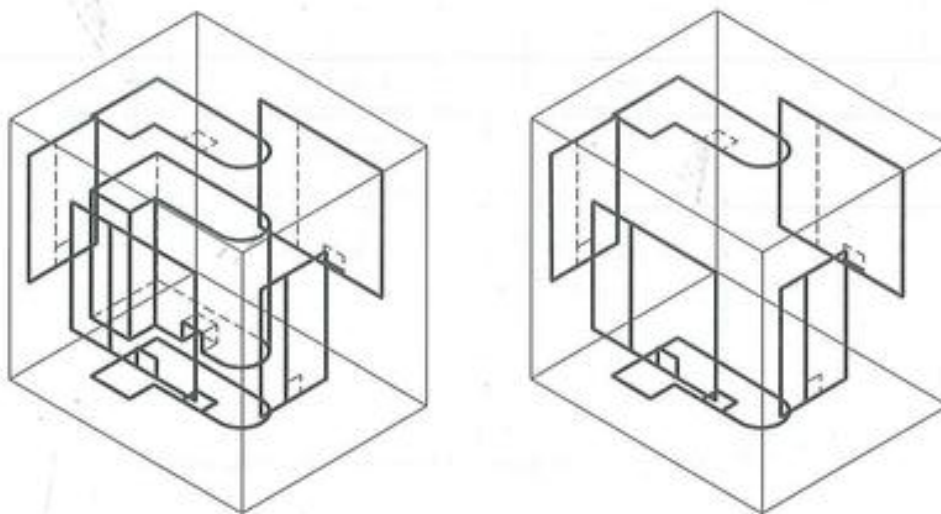


FIGURA 3.19. Obtención de las seis vistas de la pieza según el sistema americano.

Al igual que en el sistema europeo, estas proyecciones están situadas sobre las caras de un paralelepípedo. Estas caras se abaten hasta que todas ellas coincidan con el plano que contiene a la cara anterior del prisma, obteniéndose así la disposición de las vistas según la norma UNE 1-032-82. Como se observa todas las vistas en el sistema americano están situadas en las posiciones simétricas respecto de las posiciones del sistema europeo, excepto la vista denominada *alzado* (o vista frontal) (figuras 20, 21 y 22) y la vista posterior.

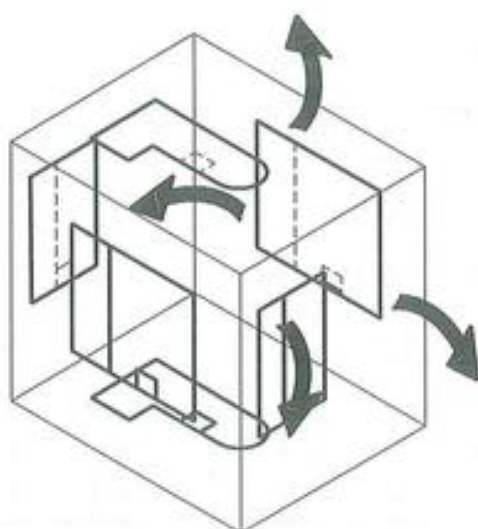


FIGURA 3.20.

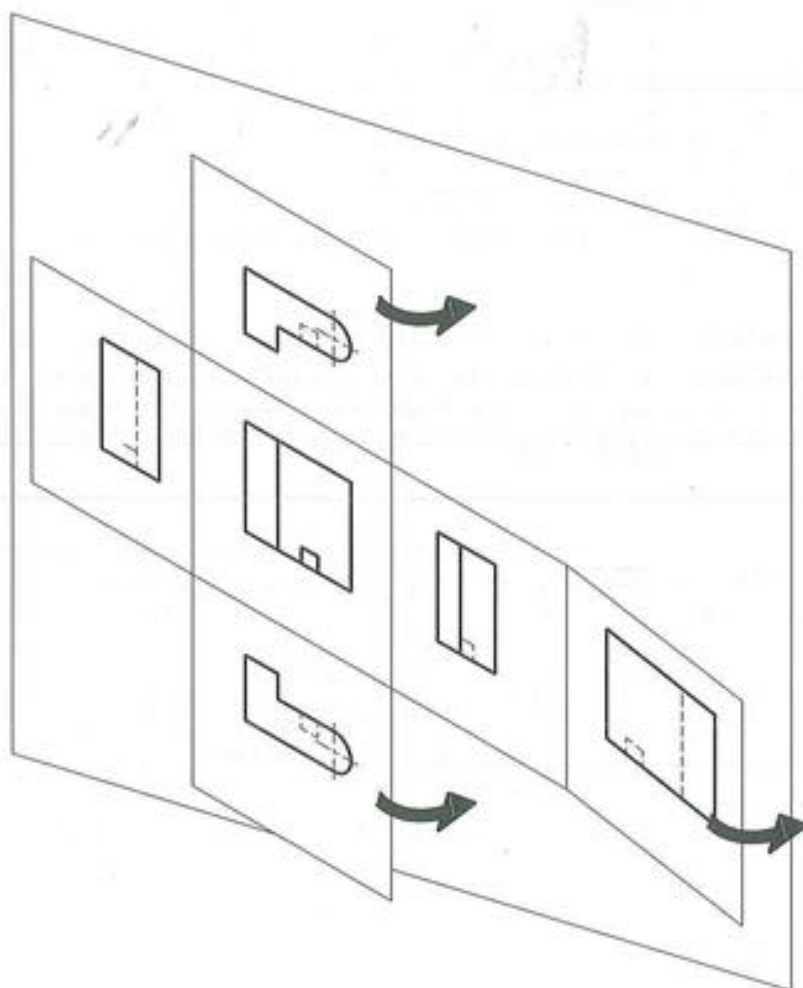


FIGURA 3.21.

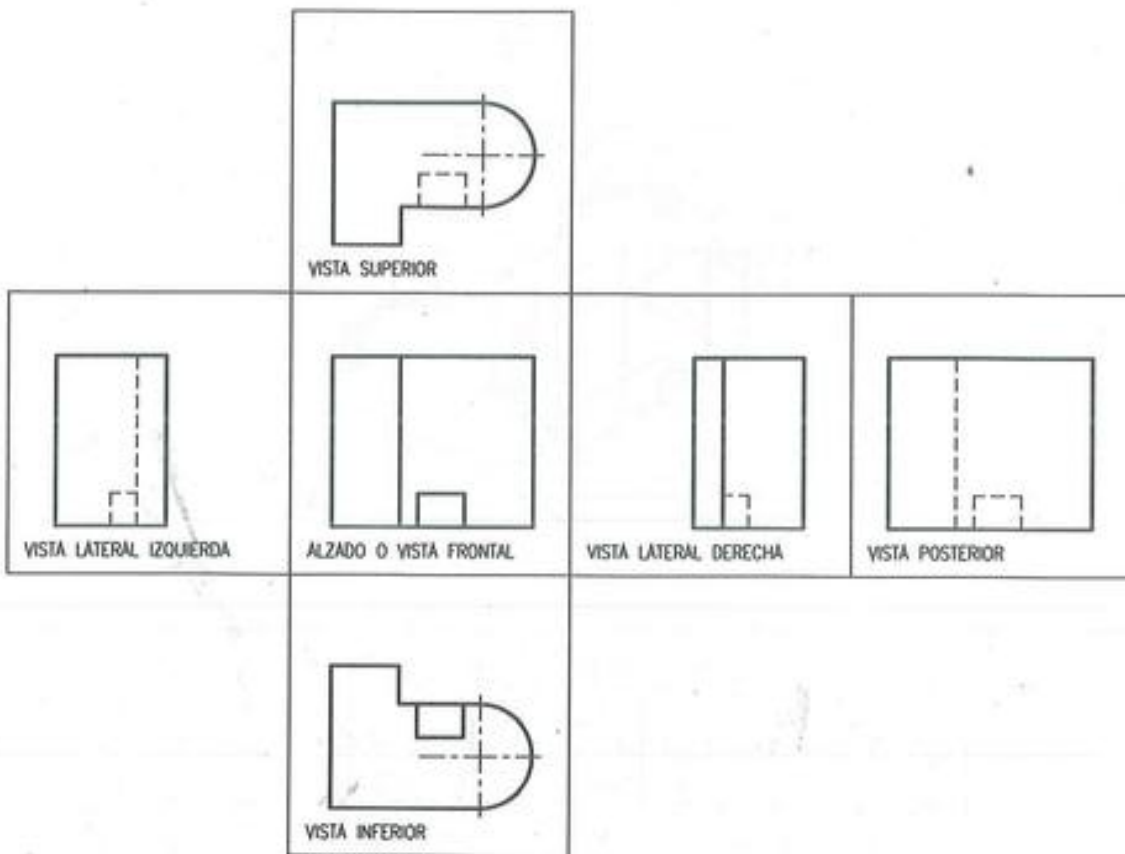


FIGURA 3.22. Disposición de vistas según el sistema americano.

Para no provocar confusión en la lectura de los planos es necesario identificar el sistema de proyección utilizado. Para ello se coloca en un apartado del cuadro de rotulación del plano correspondiente un símbolo que identifique cada sistema. Los símbolos se muestran en la figura 3.23. El símbolo elegido son las vistas de un tronco de cono según el sistema de proyección elegido.

Sistema europeo	Sistema americano

FIGURA 3.23. Símbolos de identificación del sistema europeo y del sistema americano.

3.4. Tipos de líneas

Todas las aristas, contornos aparentes, ejes, etc., de una pieza se representan con líneas. Dependiendo de su visibilidad, ejecución y significado pueden ser, de acuerdo con la norma UNE 1-032-82 (equivalente a la ISO 128):

Tipo	Línea	Descripción	Uso y significado	Ejemplo
A		Continua gruesa.	Contornos vistos. Aristas vistas.	Figs. 24 y 26 Fig. 24
B		Continua fina.	Líneas ficticias de intersección. Líneas que indican superficie plana. Líneas de cota. Líneas auxiliares de cota. Líneas de referencia. Rayados. Contornos de secciones abatidas sobre la pieza. Líneas de ejes cortos.	Fig. 61 Fig. 60 Figs. 26 y 27 Figs. 24, 35 y 36 Fig. 54 Fig. 24
C		Continua fina a mano alzada.	Límites de vistas o cortes parciales o interrumpidos.	Figs. 29, 30 y 53
D		Continua fina recta con zig-zag.	Límites de vistas o cortes parciales o interrumpidos.	Figs. 28, 29 y 30
E		Gruesa a trazos.	Contornos ocultos. Aristas ocultas.	Fig. 24 Fig. 24
F		Fina a trazos.	Contornos ocultos. Aristas ocultas.	Fig. 33 Fig. 33
G		Fina a trazos y puntos.	Ejes de revolución. Planos de simetría. Trayectorias.	Fig. 24 Fig. 24 Fig. 24
H		Fina a trazos y puntos y gruesa en los finales y cambios de dirección.	Planos de corte.	Fig. 45a
I		Gruesa a trazos y puntos.	Superficies que son objeto de especificaciones especiales.	Fig. 69
J		Fina a trazos y doble punto.	Contornos de piezas adyacentes. Posiciones intermedias y extremas de partes móviles. Líneas de centros de gravedad. Líneas que muestran la posición de herramientas para referencia. Contornos iniciales antes de conformado. Partes situadas delante del plano de corte.	Fig. 71 Fig. 24 Fig. 72 Fig. 73 Fig. 70 Fig. 64

TABLA 3.1. Tipos de líneas recomendados en la norma UNE 1-032-82.

Como norma general, las líneas vistas y los contornos de las piezas se dibujan con líneas del tipo A. Las aristas que queden ocultas se representan con líneas del tipo E y F, de forma que en un mismo dibujo puede utilizarse cualquiera de los dos tipos de línea, aunque no pueden mezclarse los dos tipos. Los ejes de revolución y las trazas de los planos de simetría deben dibujarse siempre sobre las piezas utilizando líneas de tipo G (figura 3.24).

Como norma general no deben representarse más aristas ocultas que las estrictamente necesarias para la definición y comprensión del dibujo. En la figura 3.24 aparecen algunas aristas ocultas (línea tipo E), que son las mínimas necesarias para entender el funcionamiento del conjunto.

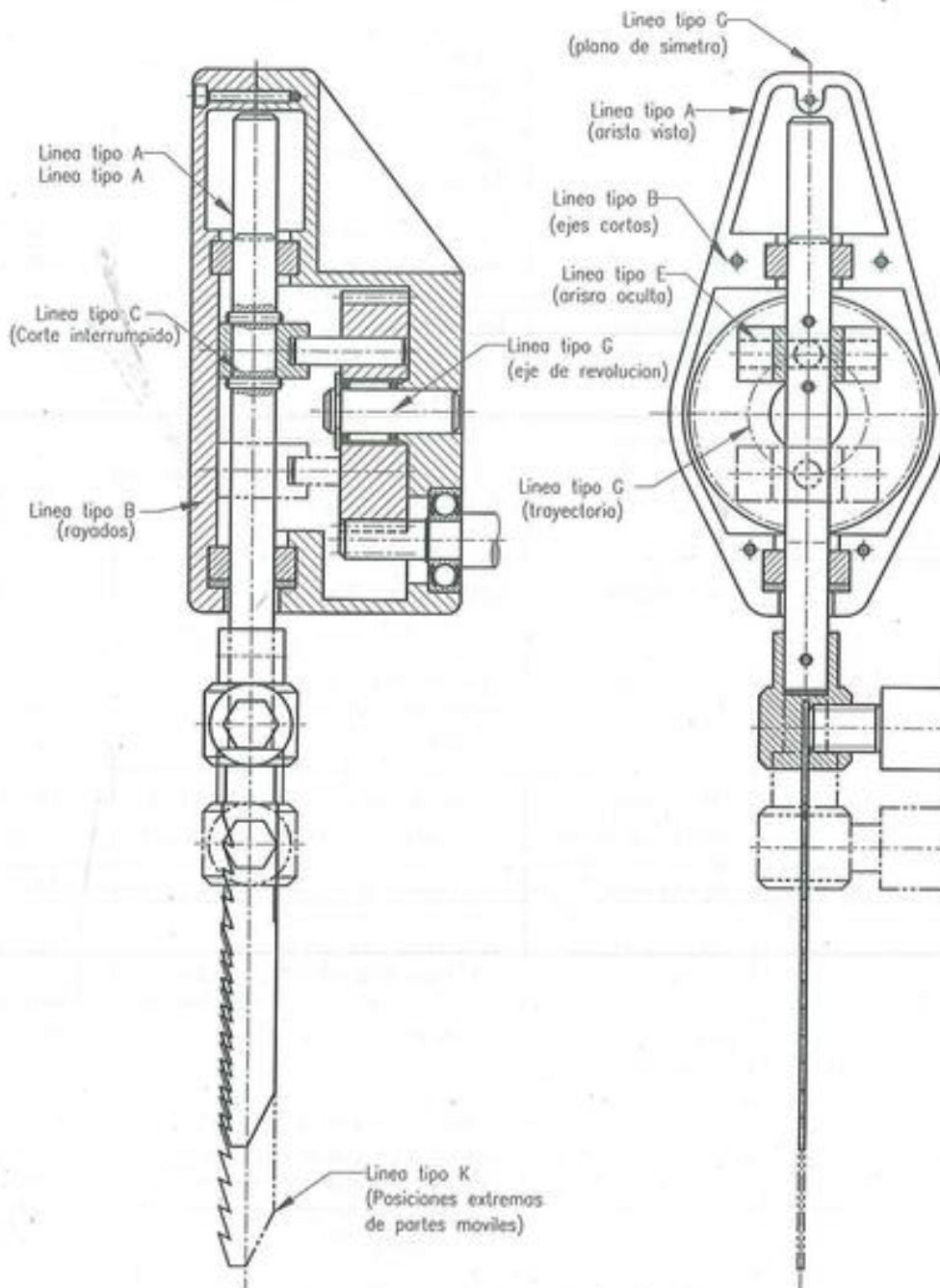


FIGURA 3.24. Diferentes tipos de líneas en un dibujo.

En ocasiones varias líneas de diferente tipo pueden superponerse. Entonces prevalecen sobre todas las demás los contornos y aristas vistos (línea gruesa tipo A), después los contornos y aristas ocultos (líneas de trazos E y F), las trazas de planos de corte (líneas tipo H), a continuación los ejes de revolución (líneas G de trazos y puntos), las líneas que indiquen

centros de gravedad (línea tipo K) y por último las líneas de proyección (línea tipo B). En la figura 3.25 se superpone la línea de arista vista sobre la línea que representa el eje de simetría de la tuerca.

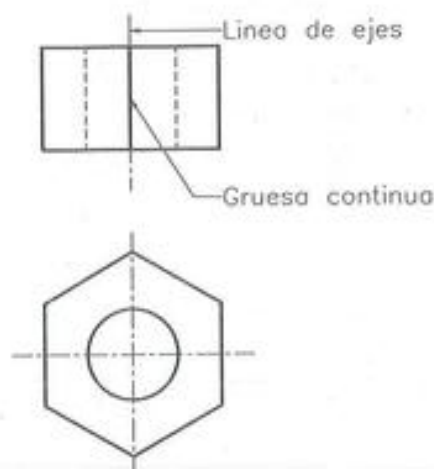


FIGURA 3.25. La línea gruesa continua se superpone a la línea de trazo y puntos.

Las anchuras de las líneas están normalizadas con los siguientes valores expresados en milímetros:

0,18 0,25 0,35 0,5 0,7 1 1,4 2

Se recomienda que la relación de anchuras o grosores utilizados en un dibujo no sea inferior a 2. Por ejemplo, se puede trazar un dibujo con líneas de centros de grosor 0,25 mm y las líneas llenas gruesas de 0,5 mm. Todas las vistas del dibujo deben ser dibujadas con el mismo criterio de espesores. Debido a problemas de mala reproducción, no se debe dibujar nunca con líneas de anchura inferior a 0,18 mm.

Aunque la norma no lo indica explícitamente, sólo distingue dos tipos de anchura de líneas, por lo que se recomienda utilizar únicamente dos anchuras: gruesa y fina.

La norma UNE 1-032-82 indica que la separación mínima entre líneas paralelas (especialmente en el caso de rayados) no debe ser inferior a dos veces la anchura de la línea más gruesa ni menor a 0,7 mm.

3.5. Criterios para la selección de las vistas

Ya se ha visto anteriormente que las piezas pueden representarse hasta con seis vistas diédricas, aunque no todas tienen que ser necesarias ni aclaratorias. La correcta selección de las vistas ahorra trabajo al dibujante, transmitiendo la idea con más claridad y precisión. Para esta selección hay que considerar los criterios siguientes:

- Se elegirá como alzado la vista que contenga más información de la pieza.
- Se representará la pieza en su posición de funcionamiento o utilización.
- Si la pieza pudiera funcionar en cualquier posición, se debe representar en su posición de montaje o mecanizado.
- Siempre que sea posible, se mantendrá la posición de la pieza en el plano de conjunto.

- Las vistas seleccionadas deben ser las mínimas necesarias y suficientes para representar la pieza sin ambigüedad.
- Es mejor vista la que contiene menos cantidad de contornos o aristas ocultas.
- Se debe evitar la repetición de detalles que no añadan información adicional.

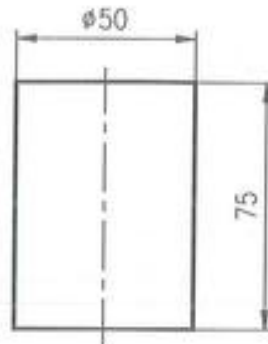


FIGURA 3.26. Pieza definida por una sola vista.

Obsérvese que en la figura 3.26 la acotación de la pieza permite reducir el número de vistas necesarias.

No obstante, las normas de dibujo permiten el uso de otras vistas distintas de las establecidas por el sistema de representación elegido (europeo o americano) que, en muchas ocasiones, facilitan la interpretación de los dibujos.

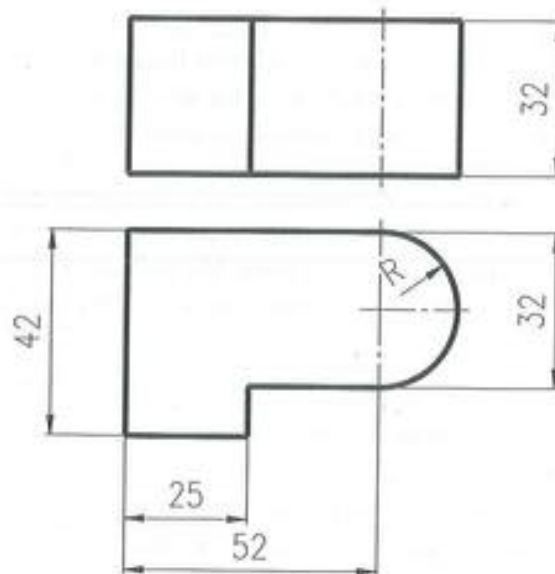


FIGURA 3.27. Pieza definida por dos vistas.

3.6. Otros tipos de vistas: vistas particulares, vistas parciales y vistas locales

Hasta ahora se ha visto que un cuerpo se puede representar mediante seis vistas procedentes de realizar una proyección cilíndrica ortogonal sobre las caras de un paralelepípedo. El trazar una vista de una pieza en ocasiones puede resultar un trabajo largo y complicado,

y además si en la pieza existen planos inclinados no se obtienen representaciones con magnitudes verdaderas.

Si resulta más conveniente para la definición de la pieza no atenerse a la distribución de vistas que señala la norma, de acuerdo con los métodos de proyección correspondientes al sistema europeo o al sistema americano, se puede utilizar el *método de las flechas de referencia* para definir otra vista, señalando con una flecha la dirección de la vista y colocando una letra mayúscula, identificativa de la vista definida, junto a la flecha. La vista así definida se denomina *vista particular* y debe identificarse con la misma letra que la situada en la punta de la flecha. Esta letra debe ponerse justo encima o debajo de la vista. La vista puede colocarse en cualquier posición del plano. La figura 3.28 representa varias vistas particulares.

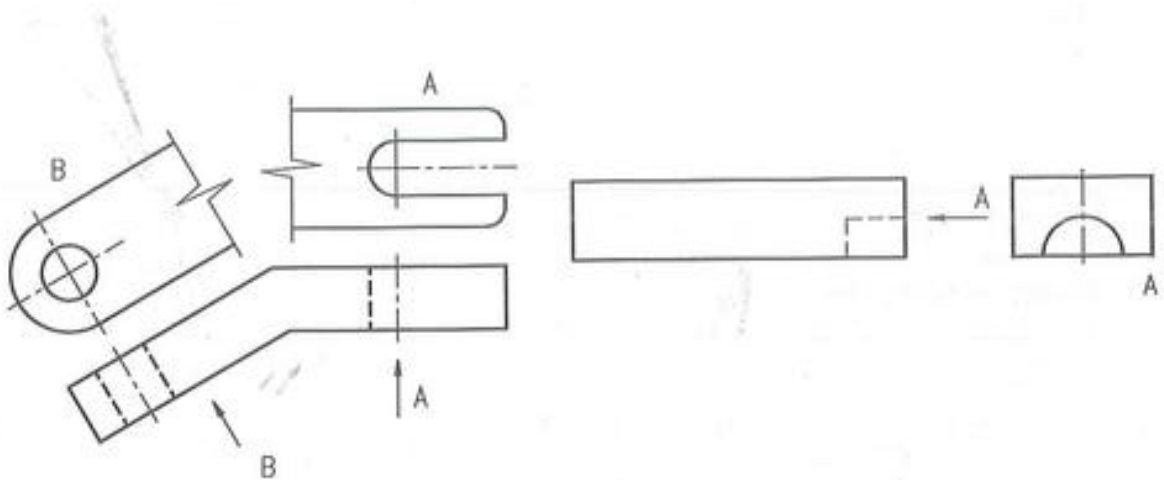
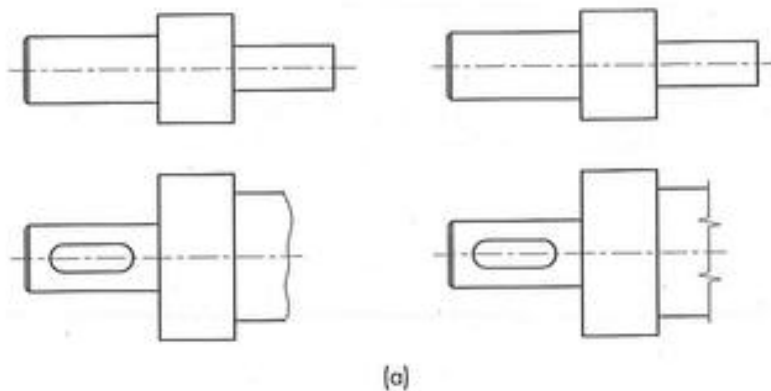


FIGURA 3.28: Vistas particulares de una pieza.

Cuando no es necesario representar en una vista la totalidad de la pieza, ya sea porque no es necesaria para la mejor comprensión del dibujo o porque esté representada en otra vista, se puede dibujar sólo la parte de la vista que interese. No obstante, cuando se utilicen vistas parciales, al menos una de las vistas principales del cuerpo debe estar completa.

La representación de la vista parcial sigue el mismo criterio de representación que una vista completa excepto en la zona en que se interrumpe, donde se dibujará una línea a mano alzada continua fina o una línea recta con tramos en zig-zag (figura 3.29). Las vistas parciales de piezas de revolución (huecas o no) se pueden representar también como en la figura 3.29b.



(a)

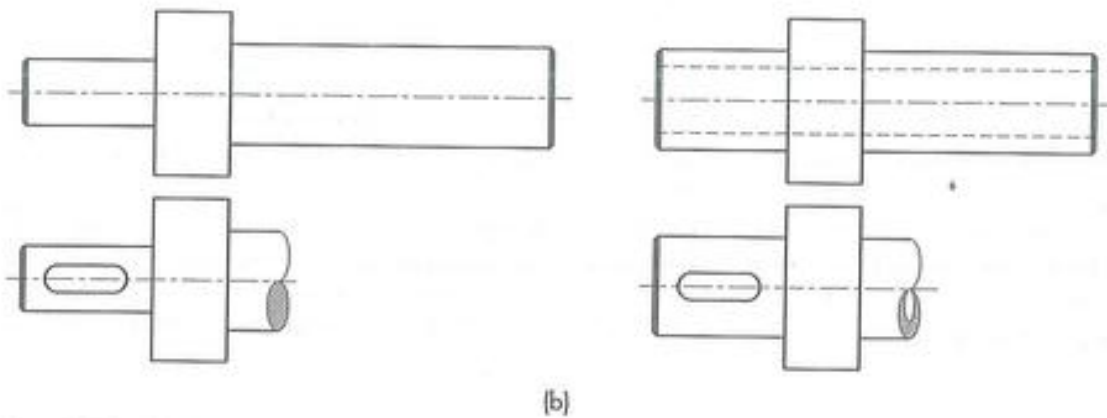


FIGURA 3.29. (a) Representación de una vista parcial con líneas tipo C o D. (b) Vista parcial de elementos de revolución, uno macizo y otro hueco.

En piezas de gran longitud es posible ahorrar espacio en el plano si se representan interrumpidas de la forma que se observa en la figura 3.30. La interrupción se realiza en zonas que no aportan nada en particular a la definición de la pieza. Las zonas correspondientes a la interrupción se representan como se aprecia en la figura 3.29. Este tipo de vistas se denominan *vistas interrumpidas*.

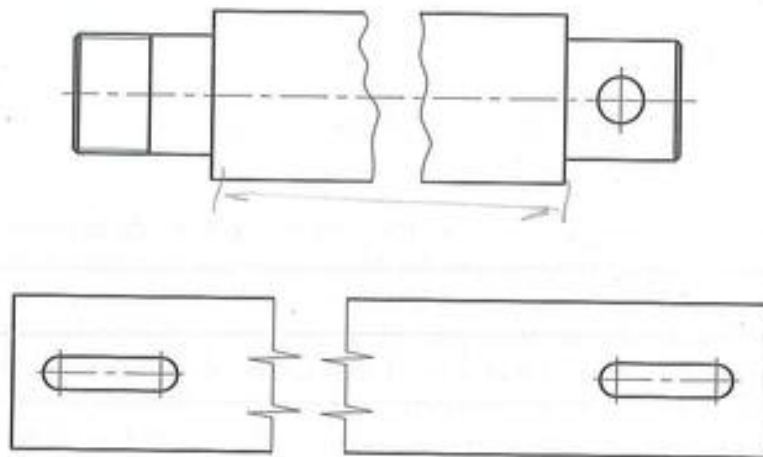


FIGURA 3.30. Representación de vistas interrumpidas.

Cuando las vistas particulares tienen una dirección distinta de las ortogonales, las vistas se denominan también *vistas auxiliares*. Estas vistas se indican mediante el método de las flechas de referencia y pueden representarse como vistas completas o como vistas interrumpidas (figura 3.30). Cuando el plano sobre el que se proyecta la vista auxiliar es perpendicular solamente a uno de los planos de proyección (plano proyectante horizontal o proyectante vertical), la vista se denomina vista auxiliar simple (figura 3.31a). Cuando el plano sobre el que se proyecta la vista auxiliar es oblicuo a los tres planos de proyección, la vista se denomina vista auxiliar doble (figura 3.31b).

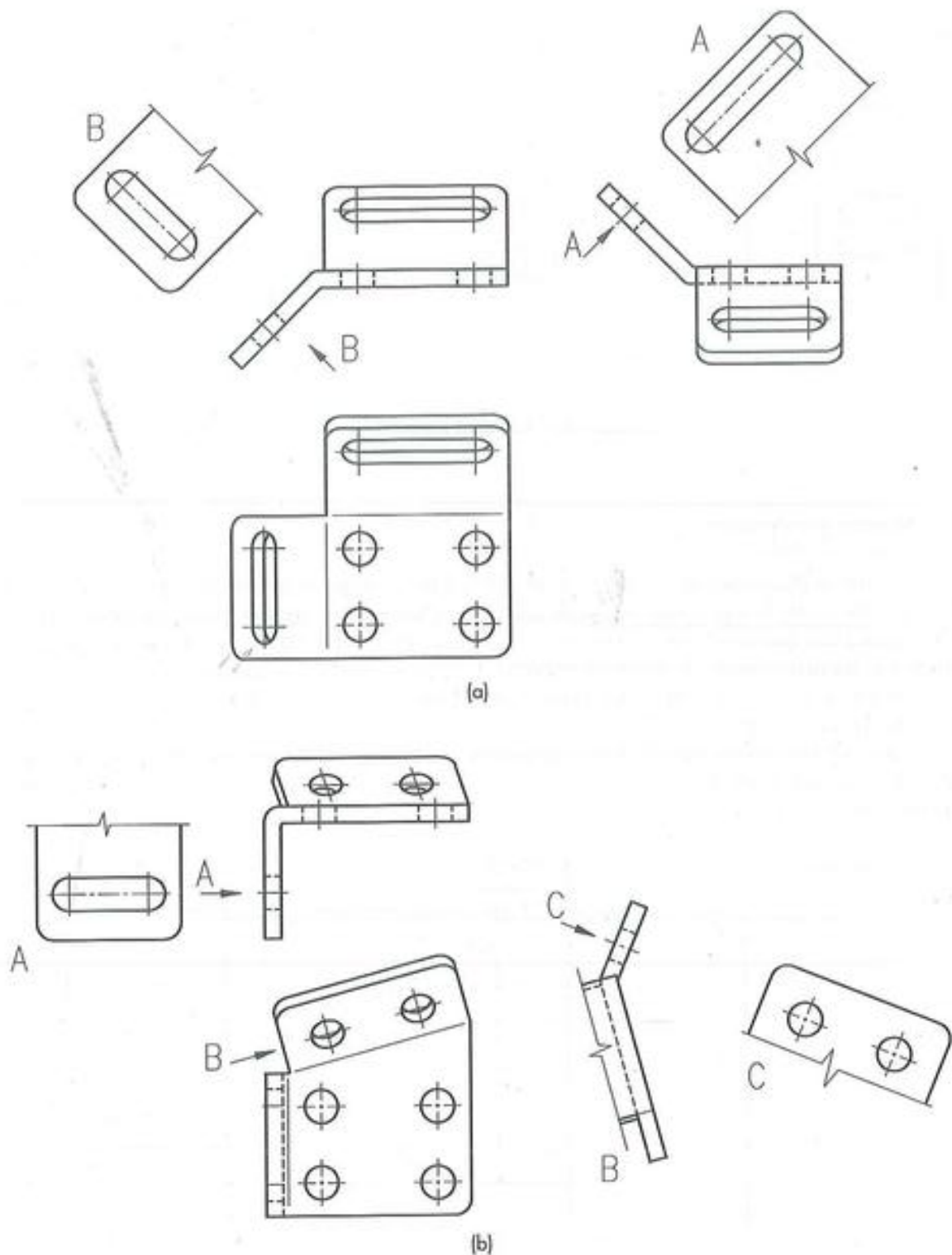


FIGURA 3.31. (a) Vista auxiliar simple. (b) Vista auxiliar doble.

Cuando el dibujo es simétrico (y siempre que no exista confusión), se puede realizar un tipo de vista denominada *vista local*. Este tipo de vista consiste en la proyección según el sistema americano de una parte específica y determinada de la pieza. La vista se dibuja con línea continua gruesa tipo A y queda unida al cuerpo principal de la pieza por medio de una

línea de trazos y puntos. Este tipo de vista es especialmente útil cuando existen en la pieza elementos aislados que tengan que ser definidos y que no necesiten la ejecución de una vista completa para su determinación. En la figura 3.32 se muestran algunos ejemplos.

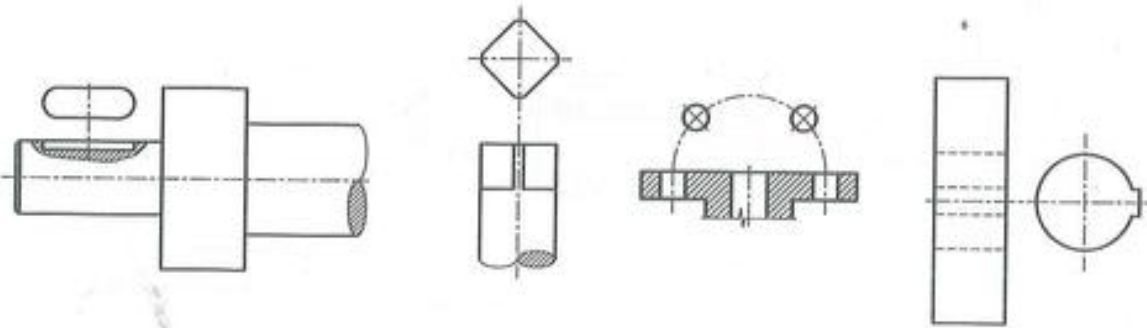


FIGURA 3.32. Ejemplos de vistas locales.

3.7. Cortes y secciones

El criterio principal que se debe utilizar para la representación de una pieza es la claridad y facilidad de interpretación. En la práctica industrial es muy frecuente encontrar piezas con elementos que dan lugar a aristas y contornos situados detrás o en el interior, según la dirección de proyección, de otros elementos. La proyección de estas aristas y contornos genera lo que se denominan aristas ocultas que, según se ha visto, se deben representar con líneas de trazos.

El uso abusivo de líneas de trazos induce a confusión y dificulta enormemente la interpretación de la representación de la pieza. En la figura 3.33 se muestra una pieza con todas sus líneas ocultas.

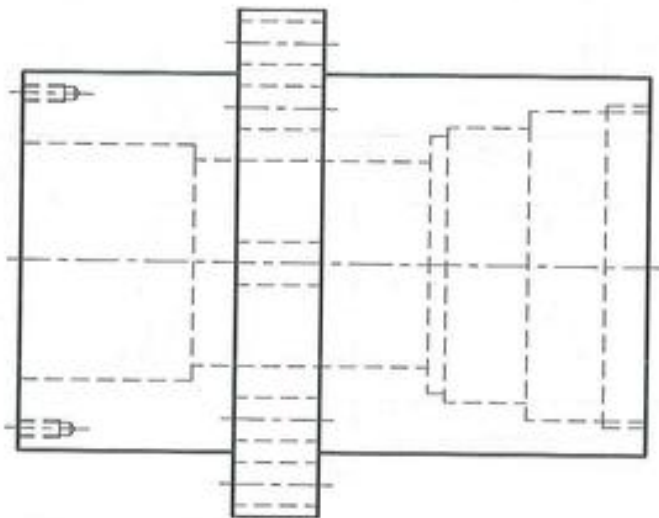


FIGURA 3.33. Pieza representada con todas sus líneas vistas y ocultas.

Para mejorar la visibilidad de las zona interiores de las piezas, las normas de dibujo permiten la realización de *cortes* y *secciones*. Si se tiene una pieza y se corta por un plano, existe una superficie de intersección, que es la superficie común entre el plano y el cuerpo. Si se

quita todo el resto de pieza que existe por delante del plano de corte, se puede observar la pieza con más claridad. En la figura 3.34 se ha determinado la intersección de una pieza con un plano. La proyección de la parte que resulta de eliminar la pieza sobrante situada delante del plano de corte se denomina *corte*, mientras que si sólo se representa la superficie de intersección entre el plano y la pieza se obtiene una *sección*.

Como norma general, puede decirse que los cortes se sitúan en lugar de cualquiera de los tipos de vistas definidos hasta ahora (vistas diédricas, vistas particulares, etc.), sustituyendo a éstas, mientras que las secciones se utilizan como complemento a las vistas para definir zonas concretas de la pieza.

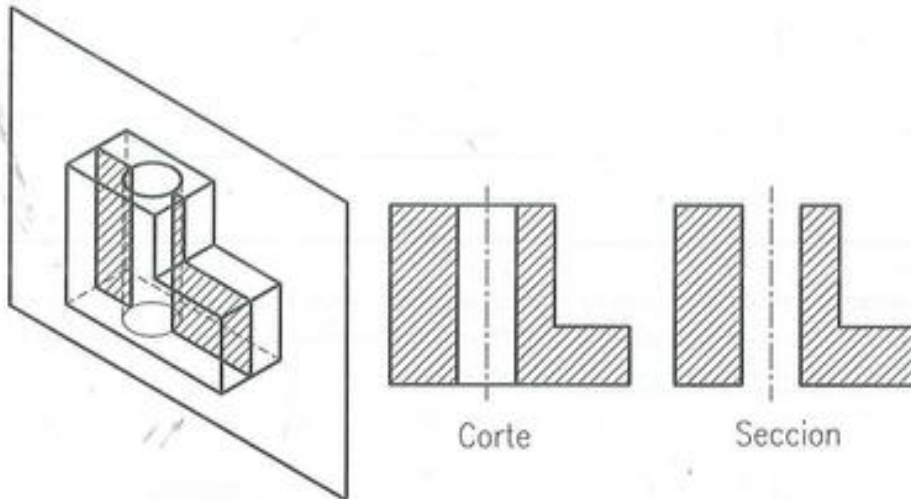


FIGURA 3.34. Una pieza cortada por un plano. El resultado puede ser un corte o una sección.

En los cortes se dibujan todas las aristas y contornos que existen en la pieza una vez eliminada la parte anterior al plano. En las secciones sólo se dibuja la superficie de intersección. En la figura 3.35 se ha cortado la pieza de la figura 3.33, con lo que se ha ganado claridad en la representación. Es importante observar que cuando se produce un corte debe evitarse en todo lo posible la representación de aristas, contornos, ejes, etc., que queden ocultos, utilizando para ello líneas de trazos de tipo E.

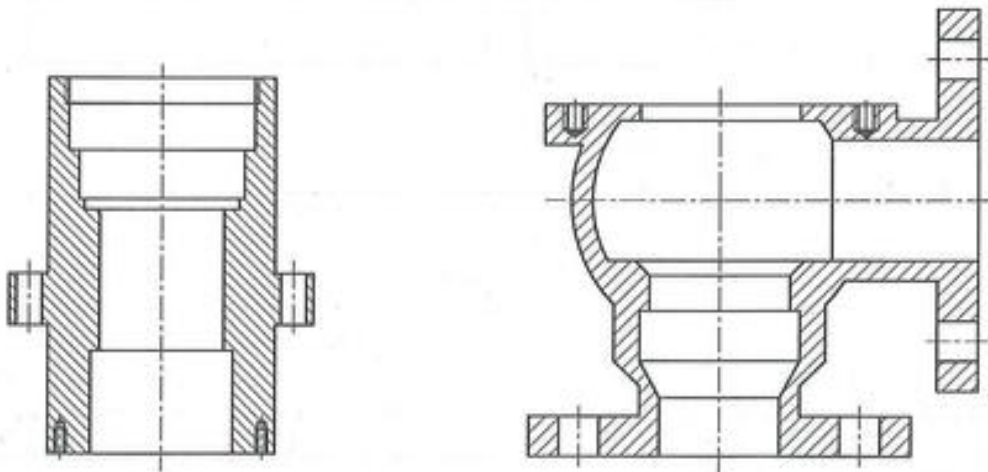


FIGURA 3.35. Cortes realizados sobre una pieza.

Tanto en un corte como en una sección, la superficie de intersección de la pieza con el plano se representa por medio de lo que se denomina *rayado*. El rayado consiste en un conjunto de líneas paralelas que normalmente están inclinadas 45° (en un sentido u otro) respecto de la horizontal o de los ejes de simetría de la pieza. Las líneas que componen el rayado son continuas finas de tipo B (figura 3.36).

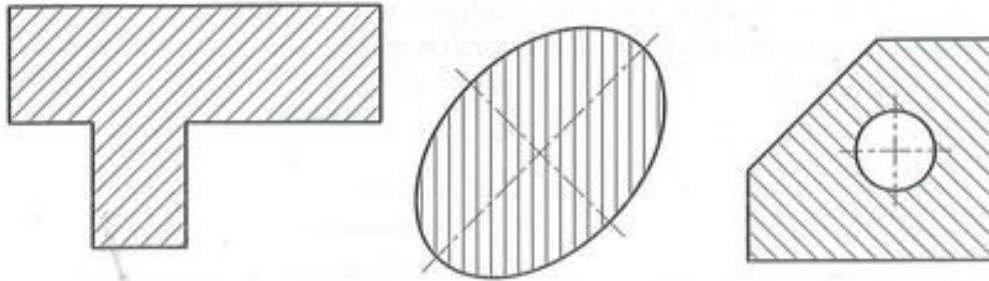


FIGURA 3.36. Inclinación de los rayados. Será normalmente de 45° .

La distancia de separación entre las líneas del rayado depende del tamaño de la pieza seccionada. Si la pieza es muy grande se puede dejar indicado el rayado dibujándolo sólo alrededor del contorno del cuerpo (figura 3.37).

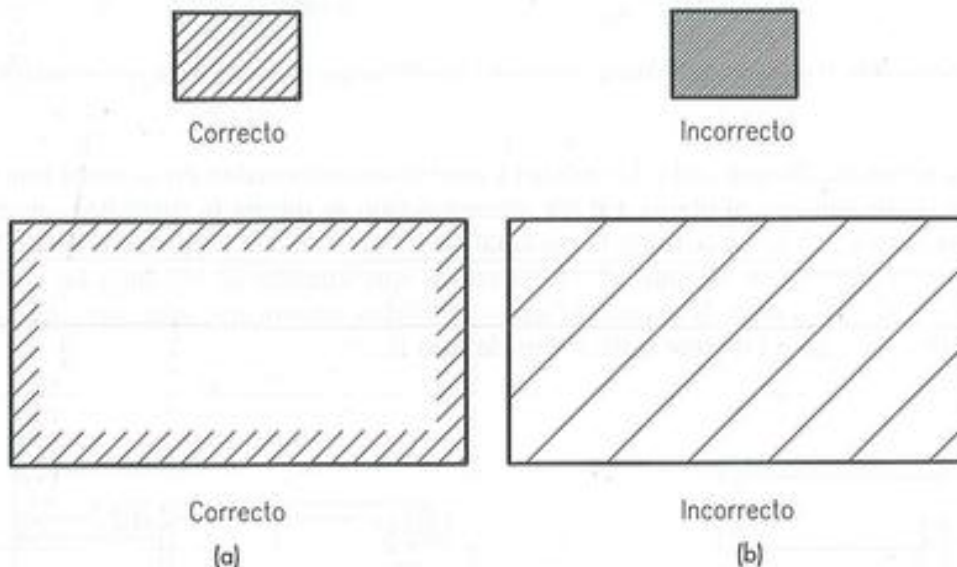


FIGURA 3.37. Distanciamiento de las líneas del rayado. (a) La distancia de rayado es proporcional a la pieza. Si es muy grande basta con rayar alrededor del contorno de la misma. (b) El rayado no debe estar ni demasiado junto ni demasiado separado.

Aunque no es habitual, en ocasiones el rayado también simboliza el material del que está hecha la pieza (figura 3.38). Normalmente el material se indica en el cuadro de rotulación. Si se tuvieran que utilizar diferentes tipos de rayados para identificar materiales, su significado debe consignarse claramente en el dibujo por medio de una leyenda o la designación de la norma correspondiente.



FIGURA 3.38. Ejemplos de rayados que representan diferentes materiales (hoy en desuso).

El rayado debe ser interrumpido para poder ver con claridad cualquier número de cota u otra indicación que tenga que ir situada encima de él.



FIGURA 3.39. Los rayados se interrumpen para que se vean con claridad los números de cota.

En planos de conjunto, cada pieza debe llevar su propio rayado, que por otra parte la distingue en la representación seccionada de un conjunto de piezas. Este rayado se mantiene en cualquiera que sea la vista de la pieza o en cualquier tipo de corte o sección (figura 3.40).

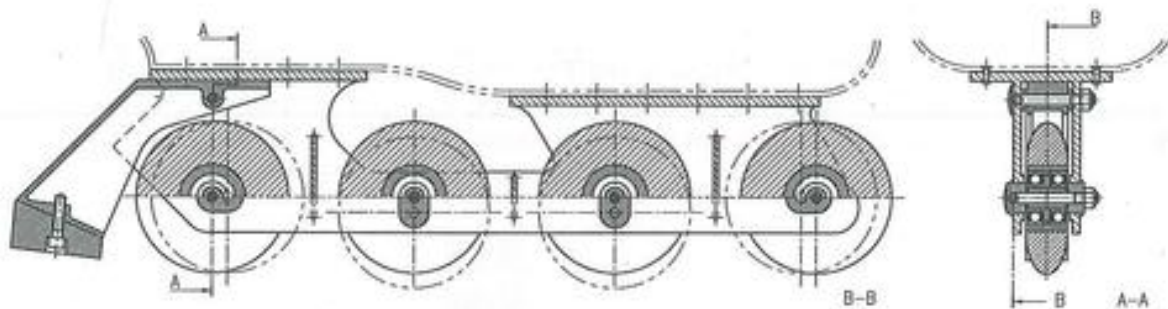


FIGURA 3.40. El rayado se mantiene para cada pieza en todas las vistas.

Los rayados de unas piezas y de otras se distinguen por la distancia que existe entre las líneas que constituyen el rayado y en su dirección. Ésta debe ser 45° o 135° , aunque excepcionalmente podrían tener otra inclinación. Además piezas distintas pueden tener el mismo rayado siempre y cuando no estén contiguas en el plano de conjunto o no se presten a ser interpretadas como la misma pieza. En la figura 3.41 pueden verse distintos rayados en un plano de conjunto, diferentes en inclinación y/o separación en piezas contiguas, donde además existen rayados idénticos en piezas diferentes no contiguas.

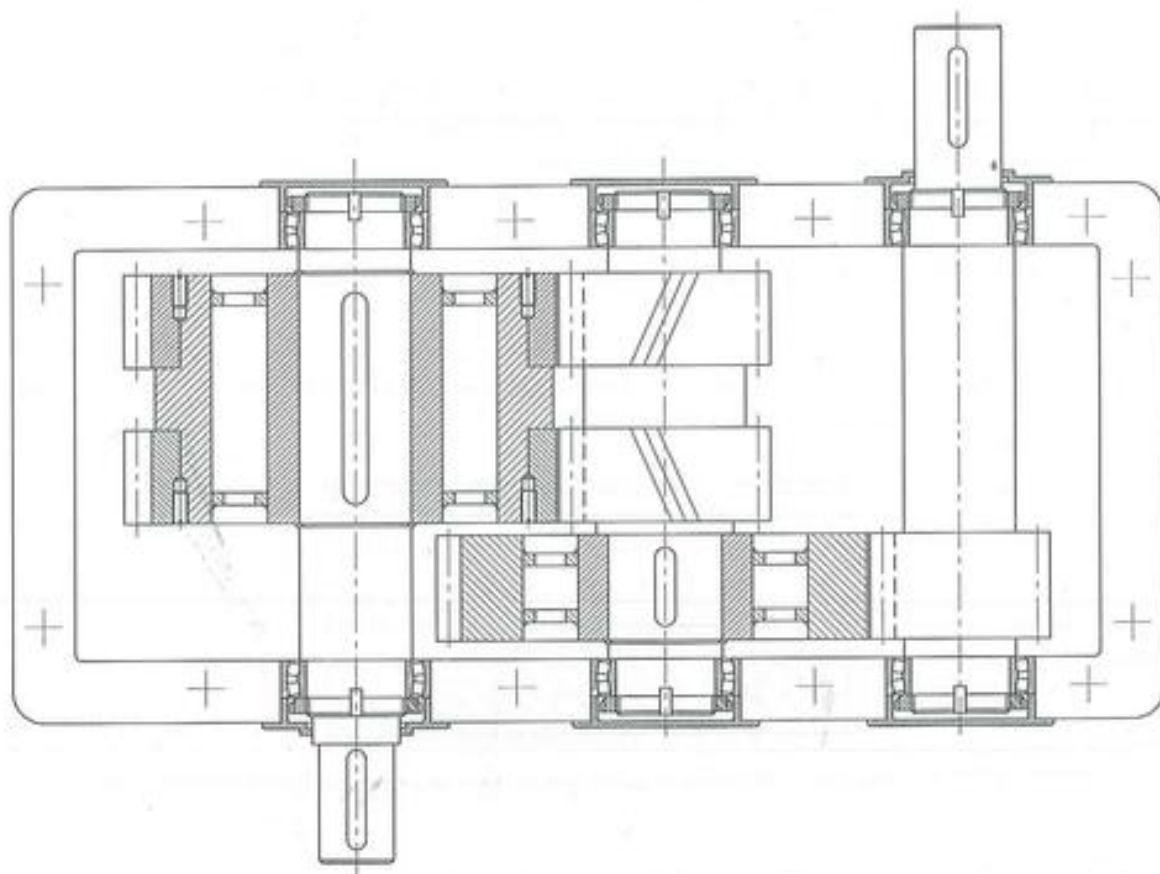


FIGURA 3.41. Distintos rayados en un conjunto con algunos rayados idénticos en piezas distintas no contiguas. Se pueden utilizar rayados iguales siempre y cuando las piezas que lo tengan no estén en contacto. Obsérvese que todos los rayados están a 45° y 135° .

Las piezas muy delgadas, como placas, perfiles, etc., no se rayan sino que se rellenan de negro. Si las piezas delgadas se representan montadas, se deja un espacio en blanco entre ellas. Este espacio no debe ser inferior a 0,7 mm (figura 3.42).

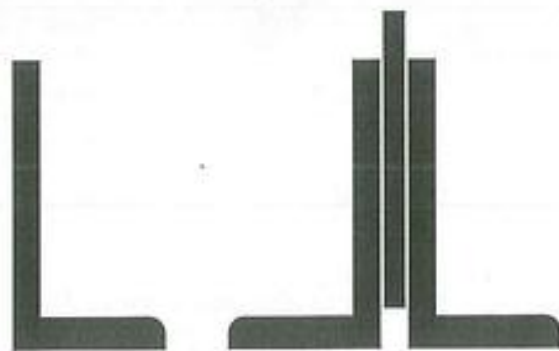


FIGURA 3.42. Las piezas delgadas se representan rellenas de negro, dejando un espacio blanco entre ellas.

Cuando es evidente la localización de un plano de corte, no necesita ser indicado de ninguna manera (figura 3.43).

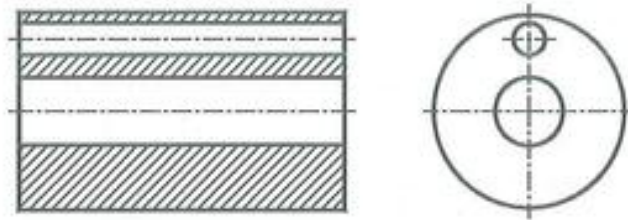


FIGURA 3.43. Los cortes evidentes no necesitan ser indicados.

Cuando el plano de corte no sea evidente y necesite ser identificado para determinar correctamente la pieza, se debe utilizar el método de las flechas de referencia. El corte debe ser indicado por un trazo grueso en los extremos de la traza del plano y unas letras identificativas. Además se debe acompañar de una flecha que indique la dirección desde la cual se observa el corte. Junto al corte se deben situar las letras identificativas del mismo en la forma A-A.

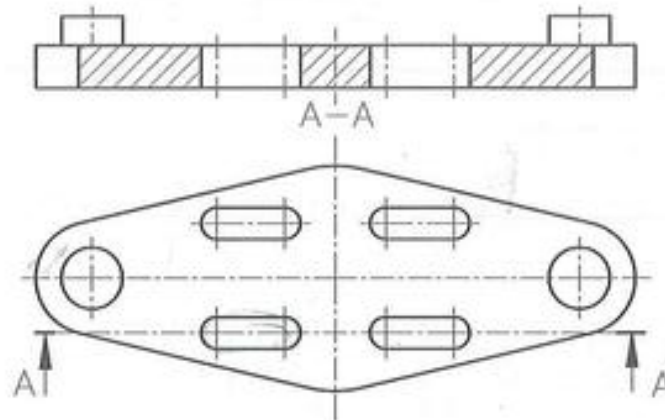


FIGURA 3.44. Los planos se indican con trazos gruesos en sus extremos, letras y flechas que indican desde dónde se mira el corte.

Si la pieza se corta por diversos planos paralelos, éstos se indican por medio de trazos gruesos en los extremos y en los cambios de dirección de las trazas de los planos de corte (figura 3.45a). A este tipo de corte se le denomina *quebrado*. Los planos de corte también pueden ser varios planos sucesivos (no paralelos [figura 3.45b]), o dos planos concurrentes (figura 3.45c). En este último caso se deben abatir sobre el plano del dibujo.

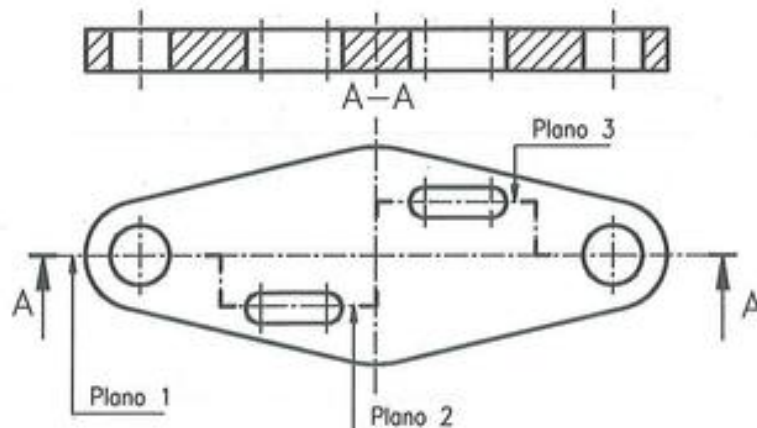


FIGURA 3.45a. Corte por planos paralelos.

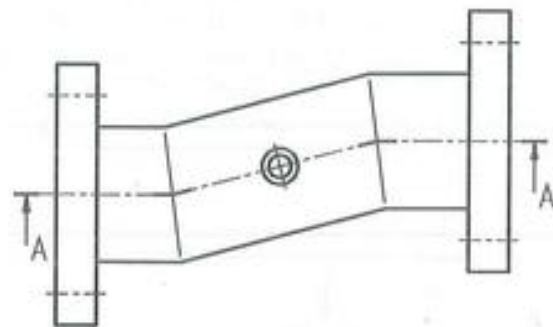
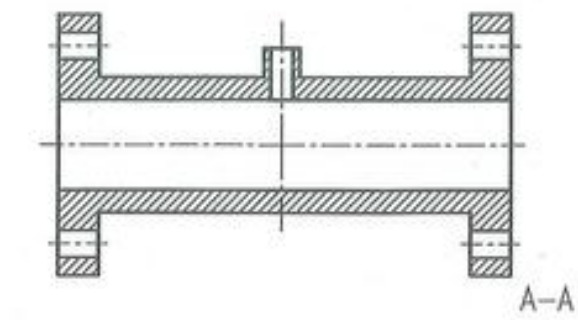


FIGURA 3.45b. Corte por planos sucesivos.

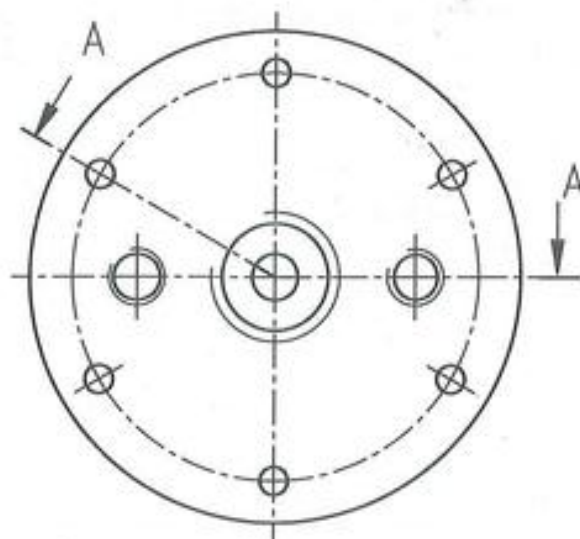
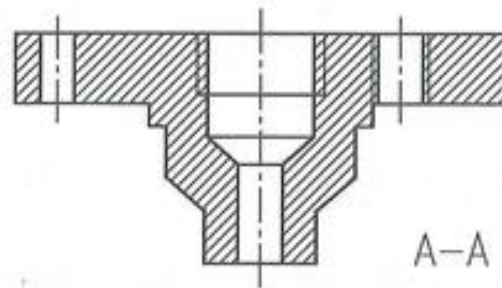


FIGURA 3.45c. Corte por dos planos concurrentes.

El corte que resulta se representa como si sólo existiera un plano de corte, por lo que ni se interrumpe el rayado, ni se distancia ni se indica con alguna línea (figura 3.46).

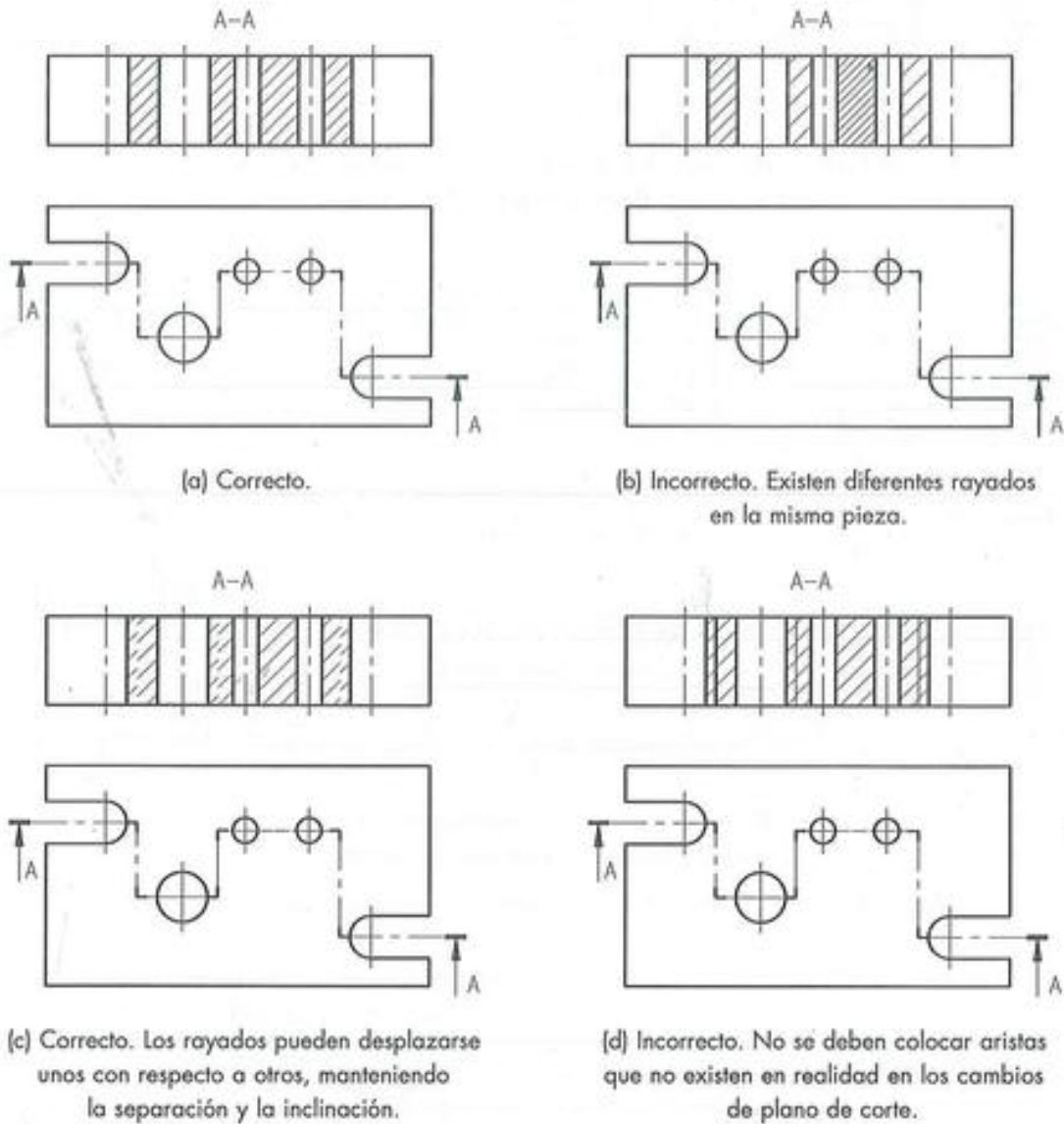
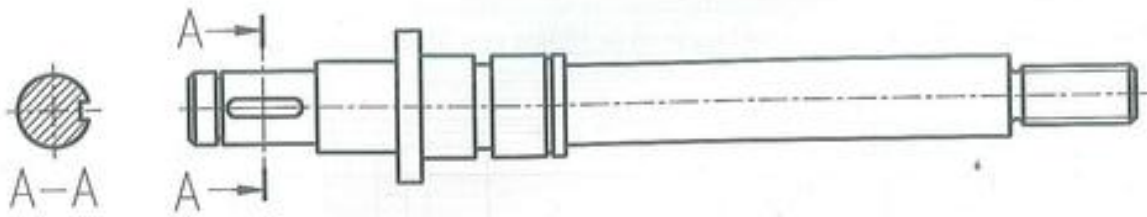


FIGURA 3.46. Representaciones correctas e incorrectas de un corte por planos paralelos.

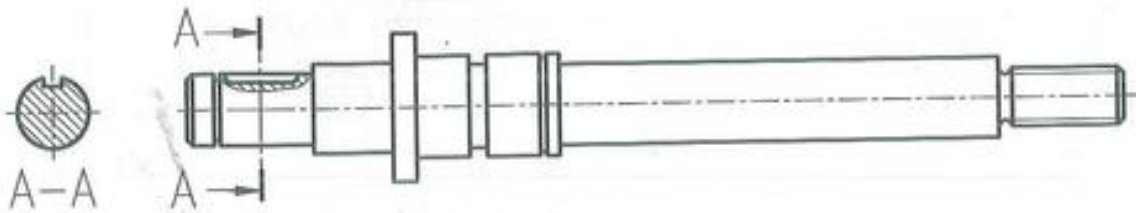
Los elementos que tienen una dimensión sensiblemente mayor que las demás al ser seccionados por esta dirección no se rayan, salvo que contengan algo en su interior que necesite ser definido y representado. Éste es el caso de los nervios, radios de volantes y ruedas, tornillos, espárragos, chavetas, ejes, árboles, etc. En las figuras 3.47 y 3.48 se muestran algunos ejemplos.



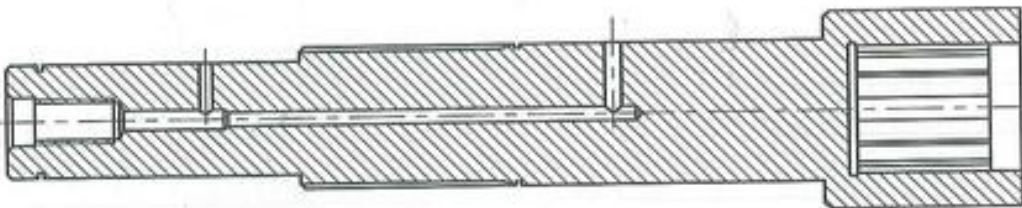
(a) Eje completamente macizo. No se secciona por planos longitudinales.



(b) Eje con una ranura. No se corta longitudinalmente pero se necesita una sección para definir la profundidad de la ranura.



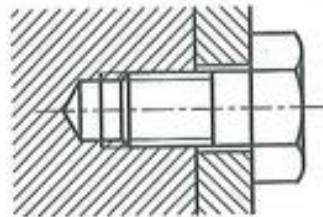
(c) Eje con una ranura. No se corta longitudinalmente pero se necesita una sección y una rotura para definir la ranura.



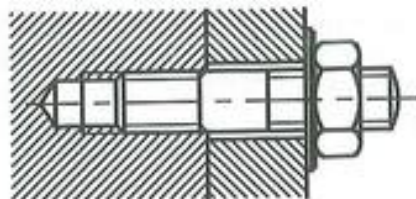
(d) Eje con el interior hueco. Se realiza un corte longitudinal para definir correctamente su interior.

FIGURA 3.47. Representación de ejes cuando no se cortan y cuando se cortan.

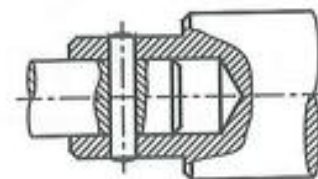
Tornillos



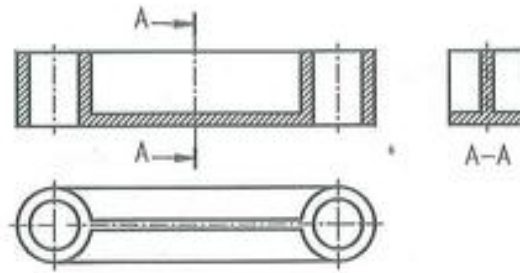
Espárragos



Pasadores



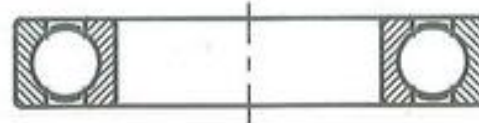
Nervios



Radios de ruedas y volantes



Bolas o rodillos en rodamientos



Chavetas y lengüetas

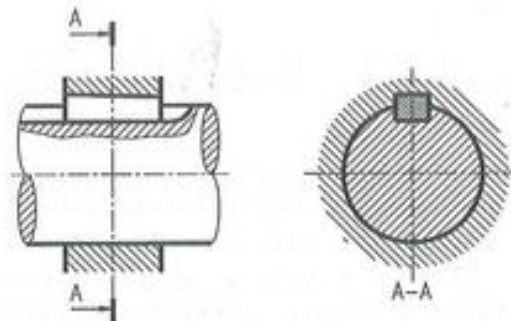


FIGURA 3.48. Elementos que, si son macizos, no se cortan cuando se seccionan por un plano longitudinal y sí por uno transversal.

Si en una pieza existen elementos que están distribuidos a lo largo de una circunferencia, al realizar el corte éstos se abaten hasta hacerlos coincidir con el plano de corte. Esta forma de representación es muy típica en la representación de bridas y otros elementos de sujeción por medio de uniones atornilladas (figura 3.49).

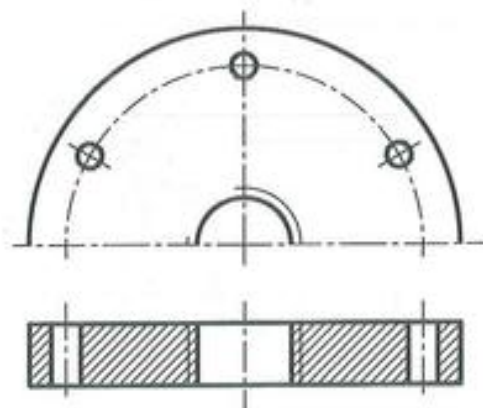


FIGURA 3.49. Corte con elementos distribuidos uniformemente en una forma de revolución.

Si en el caso anterior se produce alguna ambigüedad en la interpretación, o si el espacio que van a ocupar los elementos al abatirse sobre el plano de corte está ocupado por otro elemento, no se puede realizar el abatimiento (figura 3.50).

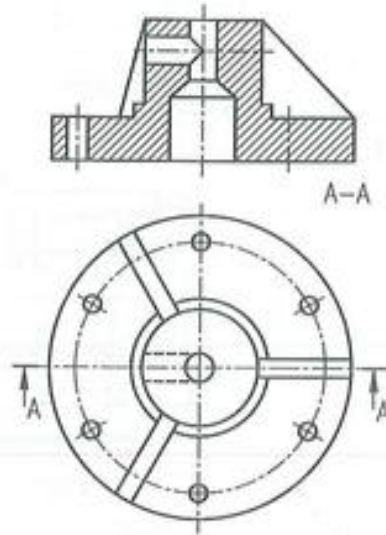


FIGURA 3.50. Ejemplo donde no pueden abatirse elementos al plano de corte.

Las piezas que son simétricas no necesitan ser seccionadas completamente. Se añade más información si se deja la vista por un lado con la parte interior y por otro con la exterior. A este tipo de cortes se les denomina *medios cortes* o *cortes al cuarto*. En realidad correspondería a quitar un cuarto de pieza. Se representan indicando con una línea de centros la línea correspondiente al plano perpendicular al plano de proyección, salvo que exista en ese mismo lugar la proyección de un contorno o arista de la pieza (ver figura 3.15) cuya línea gruesa y continua se debe superponer a la de centros (figura 3.51).

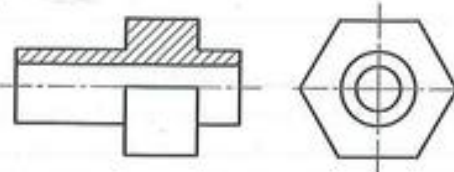


FIGURA 3.51. Ejemplo de un corte al cuarto. Obsérvese que la zona que coincide con la arista del prisma hexagonal conserva la línea tipo A.

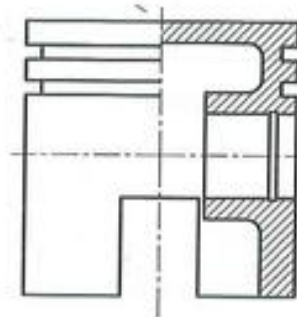


FIGURA 3.52. Pieza representada por un medio corte.

Si se desea definir una parte oculta de la pieza que ocupa solamente una zona concreta de la pieza y no es necesario utilizar un corte total o un medio corte se recurre a la utilización de *corte locales* o *roturas*. Éstos se representan por medio de una línea fina a mano alzada tipo C y el correspondiente rayado. Los contornos que resulten vistos se dibujan con línea tipo A. No se debe indicar el plano de corte en ninguna vista de la pieza.

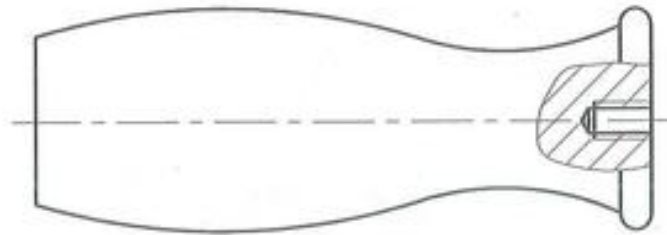


FIGURA 3.53. Corte local o rotura.

3.7.1. Secciones

El término sección se refiere sólo a la superficie de intersección del plano con la pieza, por lo que sólo aparecerán los contornos de la pieza convenientemente rayados.

Las secciones dan una mejor definición de la forma que define un cuerpo. Son de uso frecuente en piezas de sección variable como nervios, ganchos, álabes, etc.

Las secciones se pueden representar alineadas con la pieza o desplazadas de ella, como en el primer caso, en el que la sección se abate sobre la pieza. Los contornos se dibujan con línea fina y debe llevar el rayado propio de la pieza (figura 3.54).

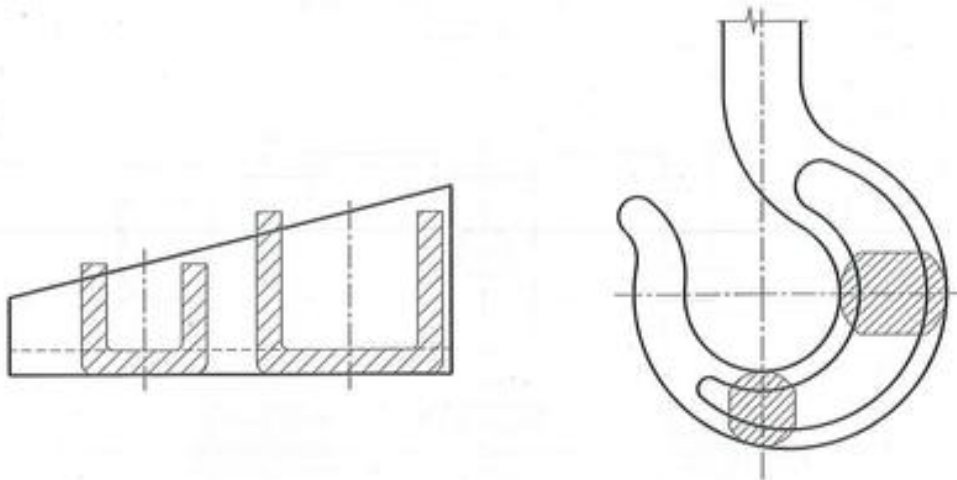


FIGURA 3.54. Secciones abatidas sin desplazamiento.

Si la sección está desplazada, se puede situar de dos formas:

- Se sitúa unida a la pieza por medio de una línea de centros; el contorno se representa con línea gruesa y se raya (figura 3.55a).
- Se pueden situar también en cualquier zona del plano siempre y cuando se identifique la sección mediante letras y flechas indicando el punto de vista (figura 3.55b).

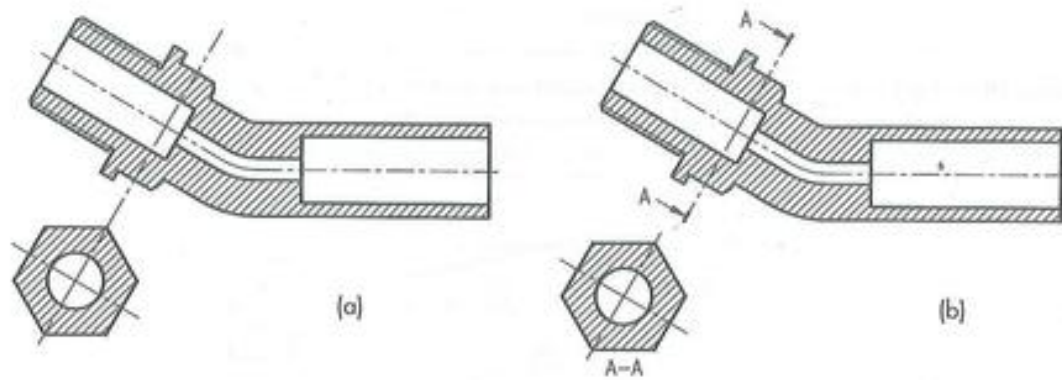


FIGURA 3.55. Secciones abatidas desplazadas.

Un caso particular de este tipo de secciones son las *secciones sucesivas*. Éstas son frecuentes en piezas que sufren cambios de sección ya sea de forma o de tamaño, y se pueden representar de cualquiera de las formas indicadas en las figuras 3.56 y 3.57.

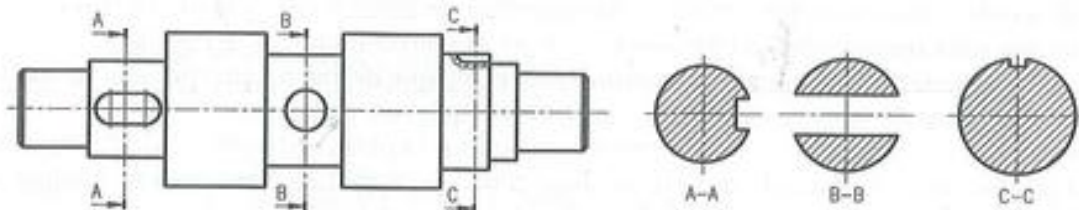


FIGURA 3.56. Ejemplos de secciones sucesivas. Las secciones se han desplazado y se identifican por letras y flechas.

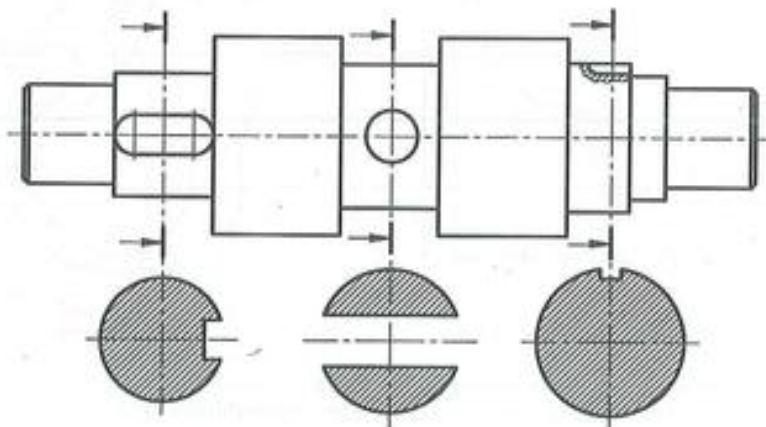


FIGURA 3.57. Ejemplos de secciones sucesivas. Las secciones se unen a la pieza por medio de líneas de trazo y punto.

3.8. Otras consideraciones en la representación de piezas

La unión de cuerpos geométricos produce entre ellos intersecciones. Las líneas que representan las intersecciones siguen el mismo criterio de representación que cualquier tipo de

arista o contorno correspondiente a una pieza. Si está visto, la línea será continua gruesa tipo A, y si está oculto se utilizará línea tipo E (figura 3.58).

Además la norma permite realizar unas simplificaciones si las intersecciones tienen lugar entre los siguientes cuerpos:

- *Cilindro-cilindro*: las curvas de intersección se aproximan a líneas rectas (figura 3.58 y 59).
- *Cilindro-prisma*: la curva de intersección se desplaza hasta el contorno del elemento de mayor tamaño (figura 3.60).

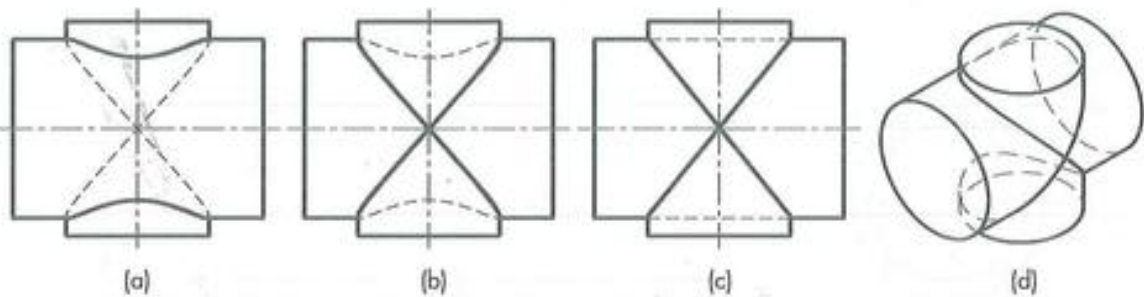


FIGURA 3.58. Representación de dos cilindros que intersectan. (a) Visto desde atrás. (b) Vista desde delante. (c) Representación simplificada. (d) Perspectiva isométrica.

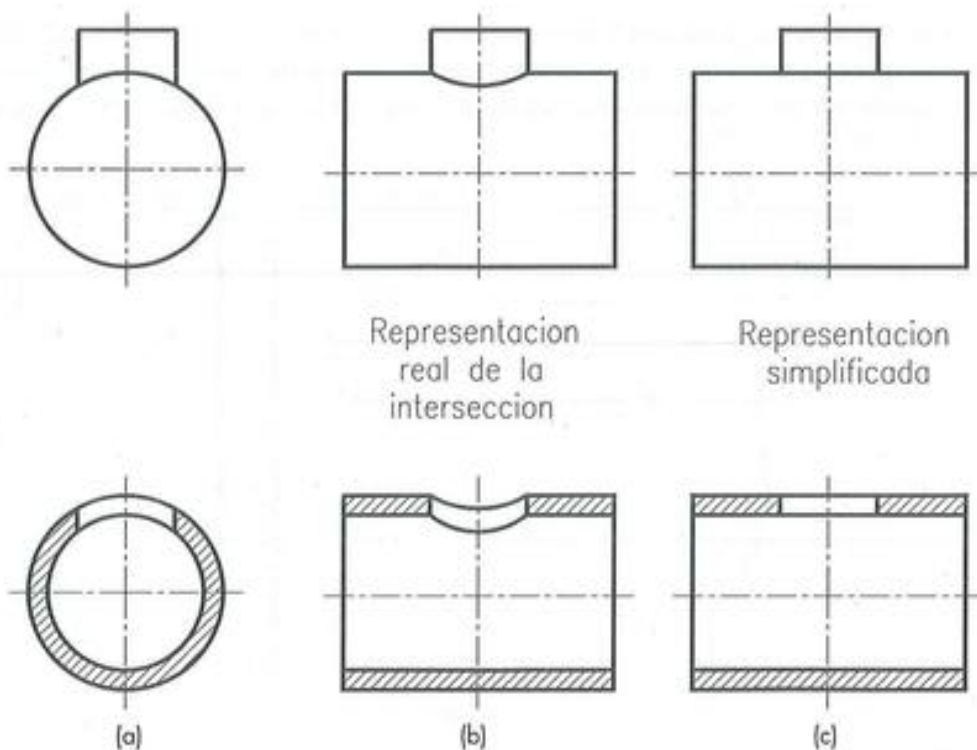


FIGURA 3.59. Intersecciones entre cilindro y cilindro. (a) Vista frontal. (b) Representación real. (c) Representación simplificada.

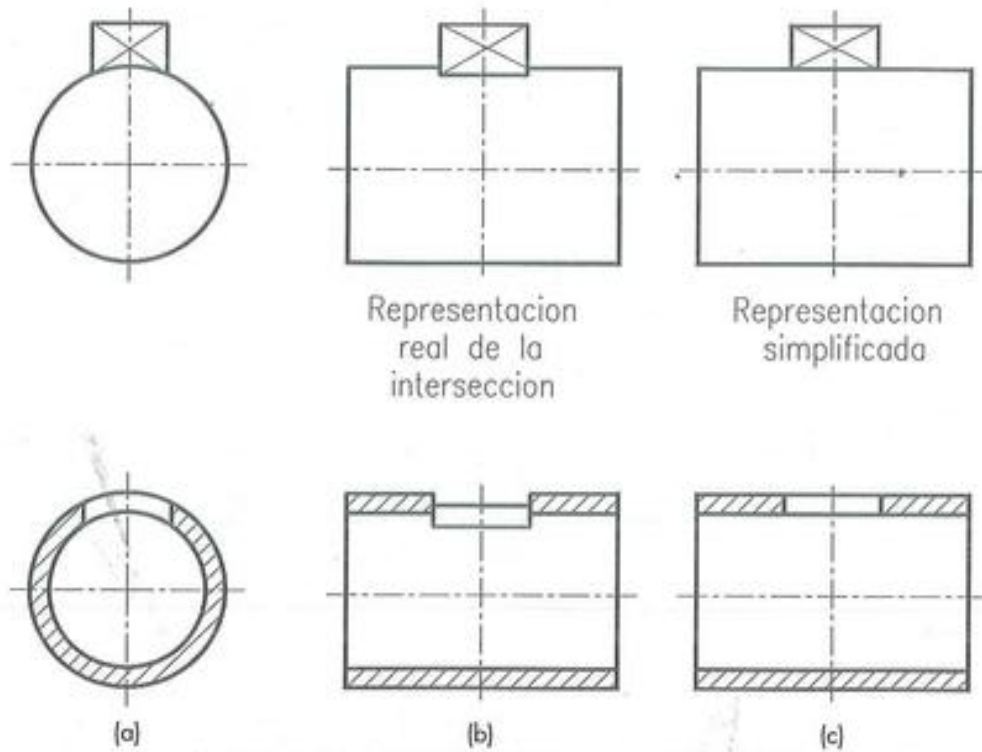


FIGURA 3.60. Intersecciones entre cilindro y cilindro. (a) Vista frontal. (b) Representación real. (c) Representación simplificada.

Esta simplificación no se realizará si existe ambigüedad en la comprensión del dibujo.

Las líneas que proceden de intersecciones suavizadas por medio de radios de acuerdo o chaflanes, pueden ser representadas por líneas finas continuas tipo B de tal forma que éstas no lleguen a los contornos (figura 3.61).

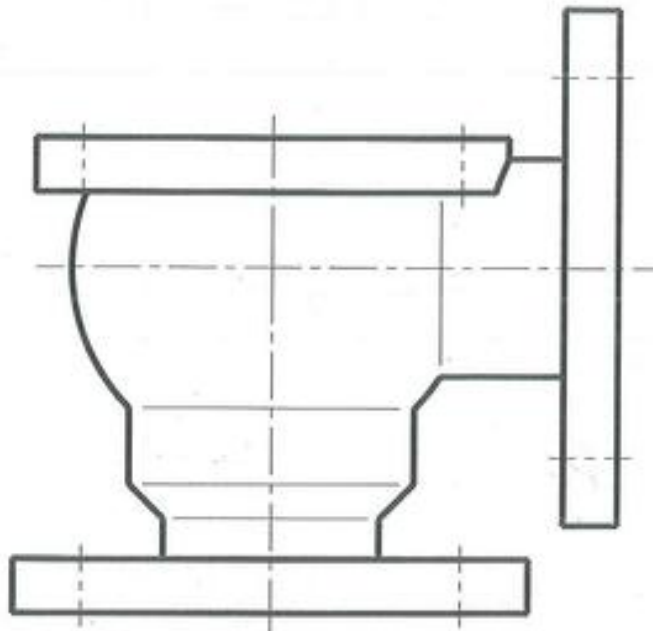


FIGURA 3.61. Intersecciones suavizadas por medio de arcos de acuerdo (redondeos).

Para indicar sin vista o corte suplementario las caras laterales de un paralelepípedo o de un tronco de pirámide, se pueden trazar las diagonales de estas superficies con línea llena fina (tipo B) (figura 3.62).

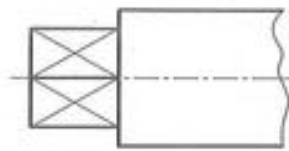


FIGURA 3.62. Las líneas cruzadas quieren decir que la cara es plana.

Este mismo método sirve para representar huecos o aberturas siempre y cuando no exista ninguna otra vista aclaratoria (figura 3.63).

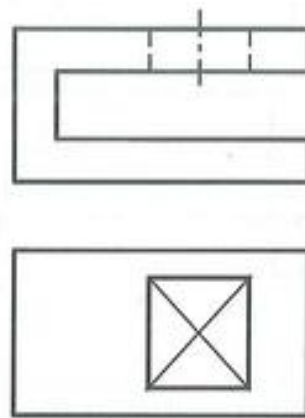


FIGURA 3.63. Representación de aberturas o huecos.

Si hay que dibujar partes que se encuentren situadas por encima del plano de corte, éstas se indican por medio de una línea fina de trazo y dos puntos tipo K (figura 3.64).

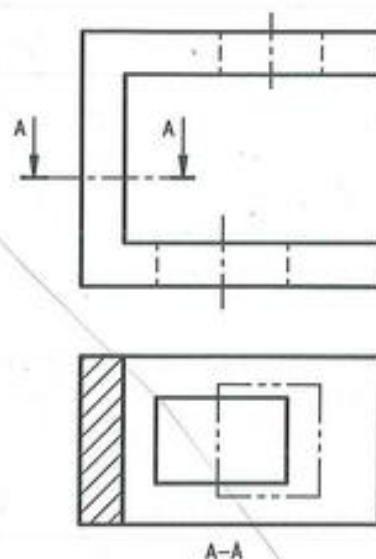


FIGURA 3.64. Representación de partes huecas situadas por encima del plano de corte.

Se puede simplificar la representación de las piezas simétricas dibujando sólo la mitad (pieza con un eje de simetría) (figura 3.65) o un cuarto de la pieza (pieza con dos ejes de simetría, figura 3.66). La traza del plano de simetría que limita la representación lleva en el extremo dos trazos paralelos, perpendiculares a la traza en línea fina (figura 3.65a). Estos trazos pueden omitirse si se prolongan los contornos y aristas del cuerpo ligeramente respecto del eje de simetría (figura 3.65b).

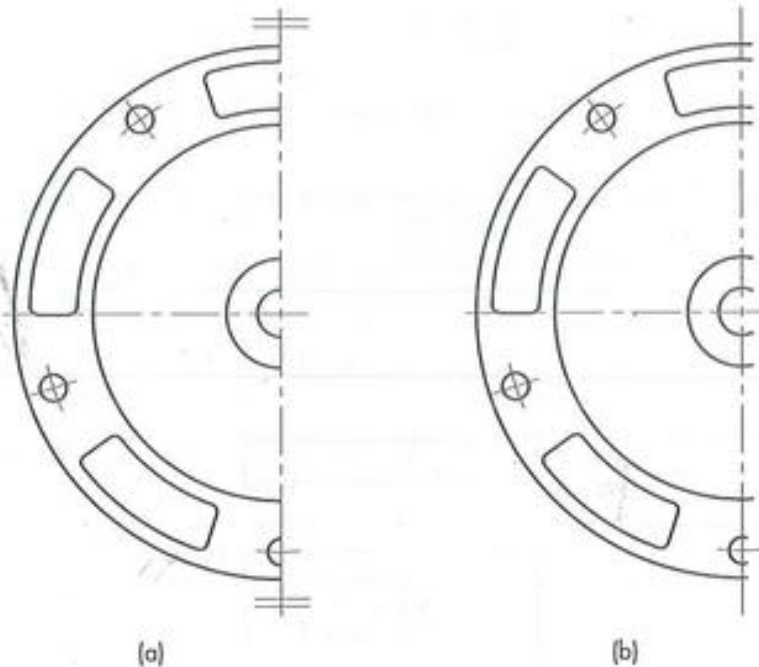


FIGURA 3.65. Representación de piezas simétricas. La simetría queda indicada por: (a) Dos trazos paralelos entre sí y perpendiculares al eje de simetría. (b) Prolongando ligeramente los contornos de la pieza sobre el eje de simetría.

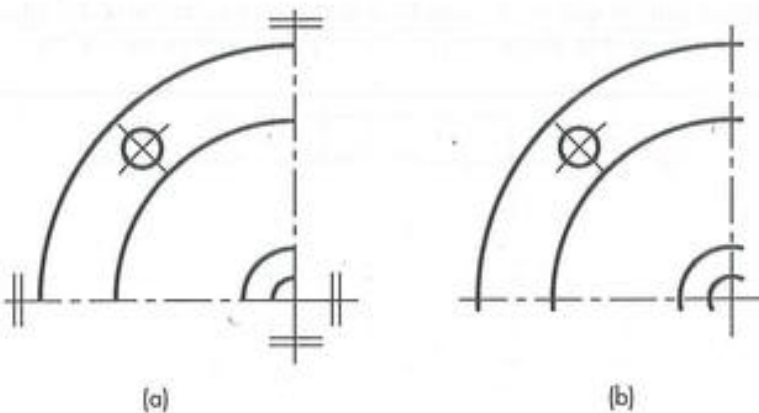


FIGURA 3.66. Representación de piezas con dos planos de simetría. La simetría queda indicada por: (a) Dos trazos paralelos entre sí y perpendiculares al eje de simetría. (b) Prolongando ligeramente los contornos de la pieza sobre el eje de simetría.

Se puede simplificar la representación de los elementos que se repiten dibujándolos según se observe en la figura 3.67 y con línea de trazo y punto, indicando la posición de cada uno de los elementos que se repite (figura 3.67). En cualquier caso, el número y la forma de los elementos repetidos debe especificarse mediante la acotación o una nota.

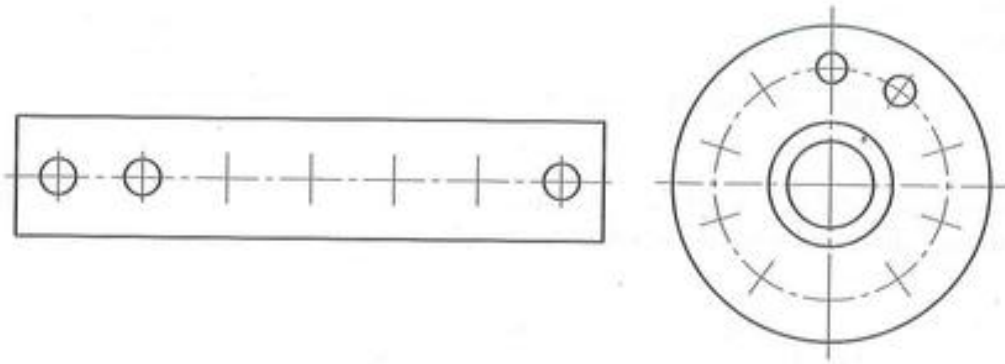


FIGURA 3.67. Simplificación en la representación de elementos que se repiten.

Cuando en un dibujo a pesar de la escala utilizada, existen elementos que no quedan bien determinados debido a su pequeño tamaño, se recurre a dibujar un *detalle*. El detalle es una representación ampliada a escala conocida de la zona de pequeño tamaño. Se define en la pieza rodeando con un círculo trazado en línea fina la zona que se desea ampliar, e identificándolo con una letra. La zona interior del círculo se dibuja en cualquier lugar de la hoja con una leyenda referente a la letra identificativa del detalle y el valor utilizado de la escala de ampliación entre paréntesis. En la figura 3.68 se puede observar la ejecución del detalle de una pieza.

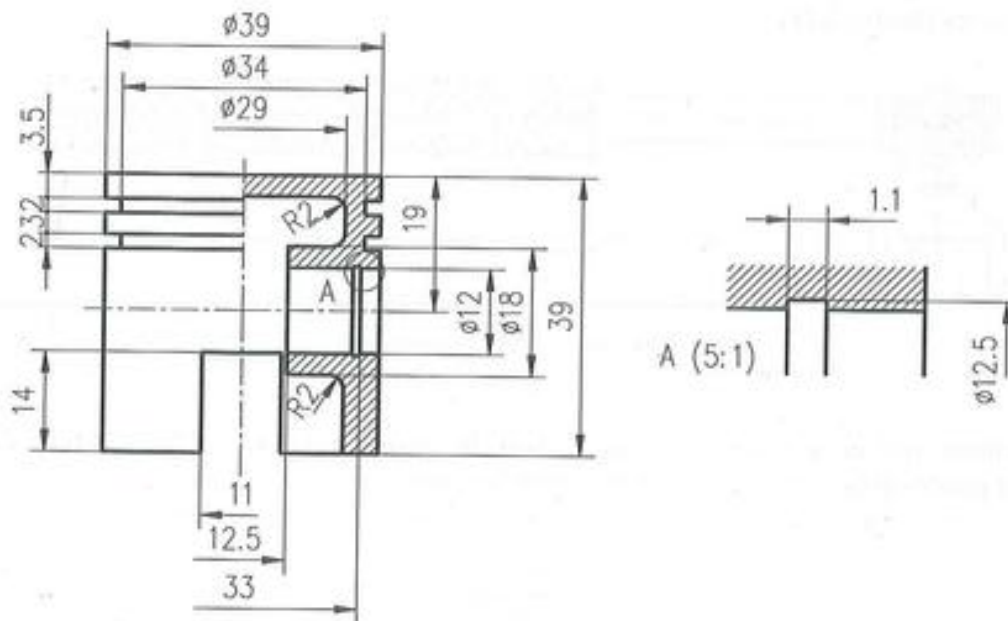


FIGURA 3.68. Pieza con detalles.

Si la superficie de una pieza o parte de ésta es objeto de especificaciones particulares (tratamientos superficiales, tratamientos térmicos, etc.), se debe indicar con una línea gruesa de trazo y punto (tipo J) que rodee la superficie objeto de indicación particular (figura 3.69). Esta línea se colocará por el exterior del contorno de la pieza y ligeramente separada de éste.



FIGURA 3.69. Superficies que son objeto de especificaciones particulares.

El contorno primitivo de una pieza antes de su conformación se representa con línea fina de trazo y dos puntos, según se muestra en la figura 3.70.

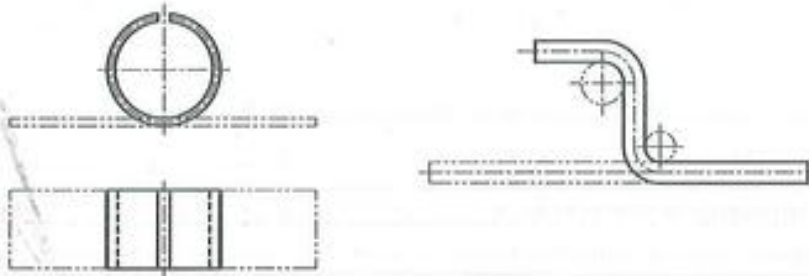


FIGURA 3.70. Contorno primitivo de un objeto.

Para representar partes contiguas o una pieza adyacente se utilizará la línea fina de trazo y dos puntos (tipo K) (figura 3.71). La pieza adyacente no debe ocultar a la pieza principal, aunque la principal sí puede ocultar a la adyacente. Las piezas adyacentes no se rayan en los cortes (figura 3.71).

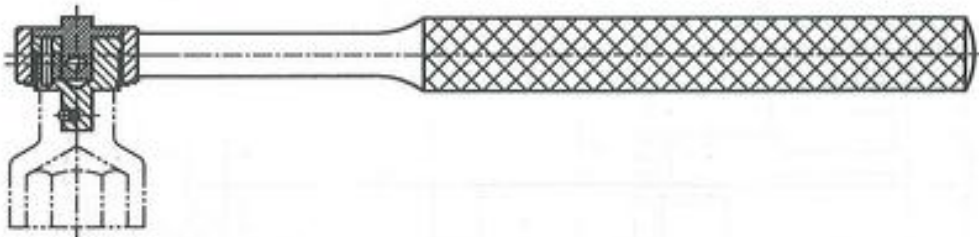


FIGURA 3.71. Partes contiguas.

Las líneas que indican posiciones de centros de gravedad (figura 3.72) serán finas de trazo y dos puntos (tipo K), según se muestra en la figura 3.72.

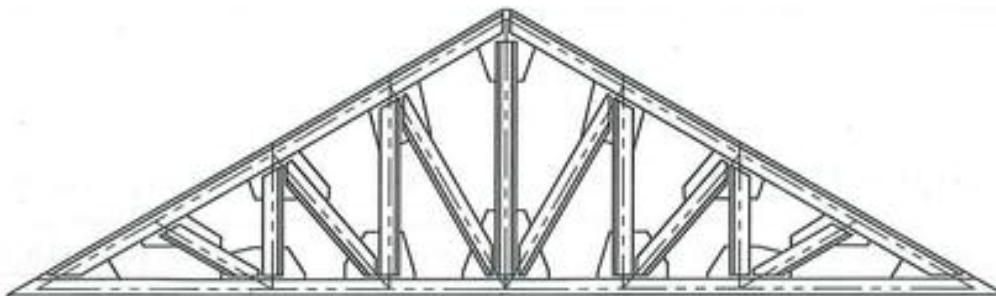


FIGURA 3.72. Líneas de centros de gravedad.

Puede indicarse también mediante línea fina de trazo y dos puntos la posición de herramientas para referencia (figura 3.73).

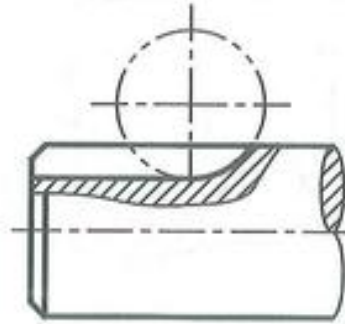
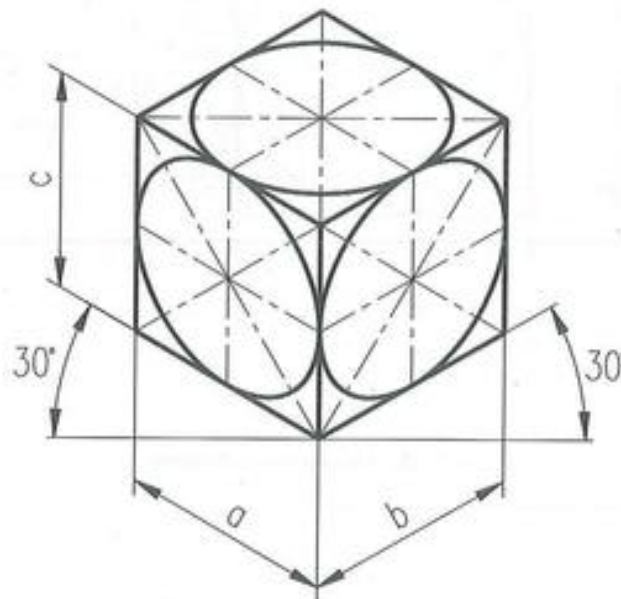


FIGURA 3.73. Líneas que marcan la posición de herramientas para referencia.

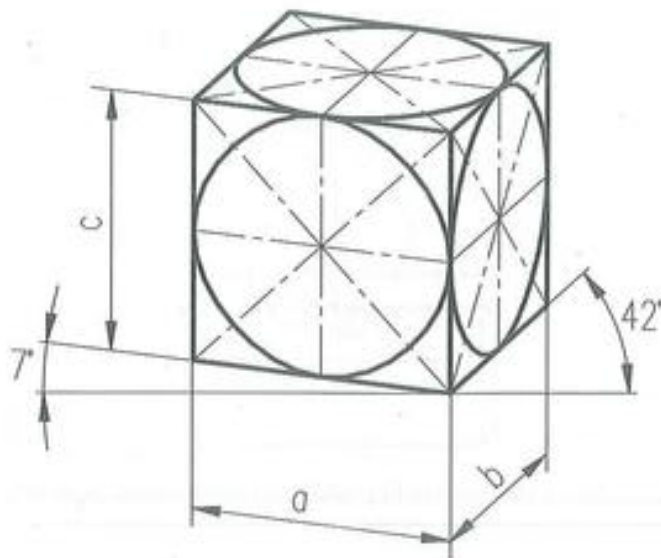
3.9. Perspectivas

Las perspectivas se utilizan para representaciones en las que es interesante mostrar la pieza con una apariencia real. Se emplean en dibujos para ofertas, planos de fabricación y montaje y en dibujos de instalaciones, sobre todo de tuberías (*pipping*). La norma UNE 1-031 y la norma DIN 5 h1 y h2 indican las características de las perspectivas isométrica (figura 3.74), dimétrica (figura 3.75) y caballera (figura 3.76).



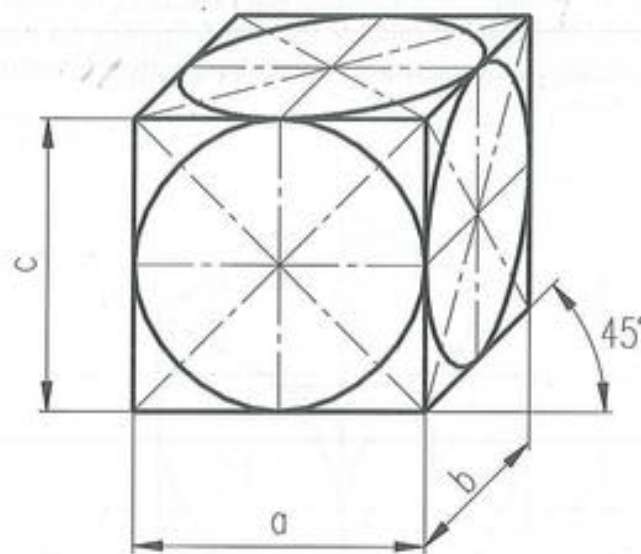
$$a : b : c = 1 : 1 : 1$$

FIGURA 3.74. Perspectiva isométrica.



$$a : b : c = 1 : 0.5 : 1$$

FIGURA 3.75. Perspectiva dimétrica.



$$a : b : c = 1 : 0.5 : 1$$

FIGURA 3.76. Perspectiva caballera.

3.10. Normativa

Norma	Título
UNE 1 031 75	Dibujos técnicos. Perspectiva caballera. Perspectiva axonométrica.
UNE 1 032 82	Dibujos técnicos. Principios generales de representación.



PROCESOS DE FABRICACIÓN

El fin primordial de la realización de un dibujo técnico o un plano es el contener toda la información necesaria para definir una pieza determinada. Entre esta información debe estar la necesaria para poder fabricar la pieza. Como ya se ha indicado anteriormente, las fases del diseño de un determinado proyecto suponen tener en cuenta criterios de funcionalidad, criterios de fabricación y criterios de economía.

Aunque no es el objeto de esta materia, consideramos necesario describir brevemente los distintos procesos de fabricación, ya que ésta debe tenerse muy en cuenta en la realización de los planos técnicos de un proyecto, tanto desde el punto de vista de diseñar elementos "construibles" o fabricables, como desde el punto de vista de diseñar elementos con procesos de fabricación económicamente viables.

4.1. Clasificación de los procesos de fabricación

Las piezas se obtienen por los distintos medios de fabricación que se describen en los siguientes apartados.

4.1.1. Fabricación por formación

Fundición, sinterización o inyección son procesos de fabricación por formación. Las piezas que se obtienen por formación parten de material suelto (en polvo, en limaduras, fundido, etc.). Éste sufre una alteración en su estado físico, como en el caso de la fundición de un metal que pasa al interior de un recipiente llamado molde, del cual adopta su forma.

La sinterización parte de material en polvo que se encuentra en molde. Por medio de electrodos el material se funde y adopta la forma del molde.

4.1.2. Fabricación por conformación

Forja sin estampa, forja con estampa o estampación, extrusión, estirado, plegado, embutición son procesos de fabricación por conformación. Este tipo de fabricación consiste en dar forma a una pieza por medio de procesos mecánicos pero sin registrar una pérdida de material, ya que se basa en la deformación plástica del mismo.

La *forja sin estampa* (sin un molde o plantilla) da forma a la pieza golpeándola hasta conseguir la geometría deseada. Es la utilizada durante mucho tiempo por los herreros.

La *forja con estampa o estampación* consiste en dar forma a una pieza por percusión entre dos matrices. Al recibir el impacto, el material, introducido previamente en estado plás-

tico (calentado de antemano) se deforma y se adapta a las matrices. Es la forma habitual de elaborar las piezas con geometrías complejas que deben soportar solicitaciones importantes, tales como bielas de motores.

Si se obliga al material a pasar por una matriz de sección determinada por medio de una gran presión, empujando al material, el proceso se denomina *extrusión*. Si el material en vez de ser empujado, sufre un esfuerzo de tracción o es estirado se deforma al atravesar la matriz, produciéndose un fenómeno de *estirado*. La *laminación* consiste en hacer pasar el material por unos trenes de rodillos giratorios que dejan entre ellos espacios libres con la forma deseada de la sección de la pieza.

El *plegado* es un procedimiento de doblado del material. Éste generalmente se presenta en forma de chapas, pletinas, tubos, etc. o que al ser golpeados se doblan en función de una cuña y del contramolde utilizados.

Por último, la *embutición* consiste en ejercer presión sobre un material delgado (chapa) obligándole a adaptarse a la forma dejada entre la estampa y el contramolde. Se emplea fundamentalmente para chapa, como por ejemplo en las carrocerías de los automóviles y en las carcasas de los electrodomésticos.

4.1.3. Fabricación por arranque de material

Cizallado, aserrado, taladrado, fresado, torneado, rectificado, o bruñido son procesos de fabricación por arranque de material. Este tipo de procedimientos son los más utilizados y los que permiten una diversidad mayor de formas. En todos ellos la pieza se fabrica mediante una pérdida de material llamada viruta, resultado del corte de la pieza con una pieza cortante.

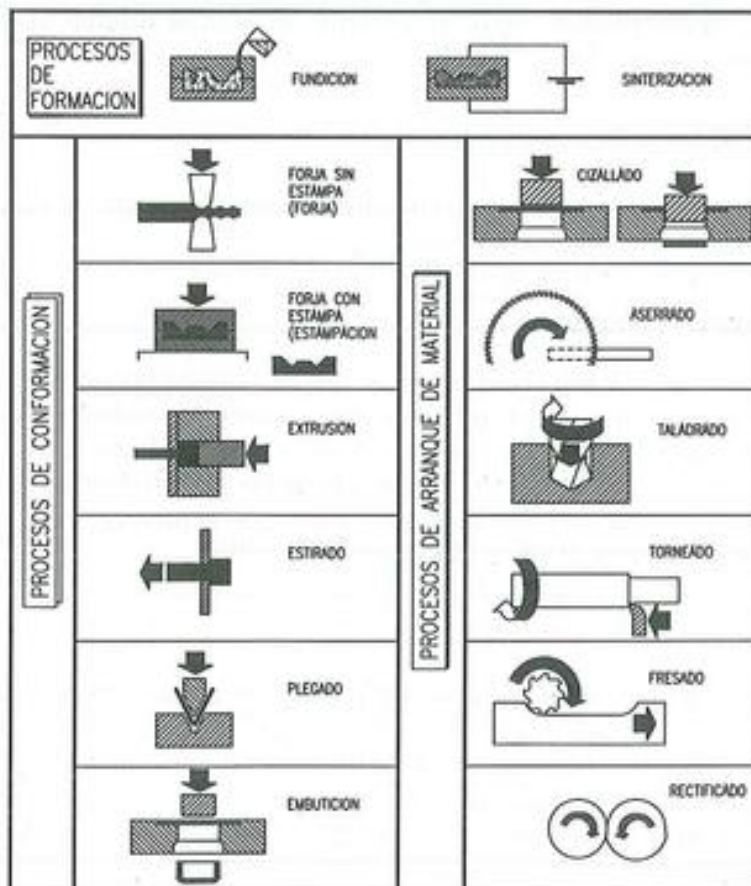


FIGURA 4.1. Procesos de fabricación.

Según la norma DIN 8580 estos procesos pueden clasificarse según la forma de la herramienta cortante en:

- Arranque de viruta por medio de filos determinados geoméricamente: torneado, fresado, etc.
- Arranque de viruta por medio de filos indeterminados: el material es arrancado por material abrasivo que no tiene ninguna forma determinada: bruñido, pulido, etc.

Por medio del arranque de viruta se obtienen piezas con tolerancias pequeñas y buenos acabados superficiales, aunque se pierde gran parte de material en forma de viruta debido a que se parte de una pieza de tamaño aproximado (pieza en bruto).

Todos estos procesos de fabricación pueden verse esquematizados en la figura 4.1. Seguidamente se describen los procesos de fabricación más usuales.

4.2. Torneado

El torneado se utiliza para la fabricación de piezas de revolución. Permite pequeñas tolerancias y acabados superficiales buenos. Árboles, ejes, casquillos, mangos, etc., son piezas que normalmente se obtienen por torneado.

El torneado consiste en arrancar viruta por medio de un filo o herramienta que avanza longitudinalmente mientras la pieza que se va a mecanizar gira accionada por el torno (figura 4.2).

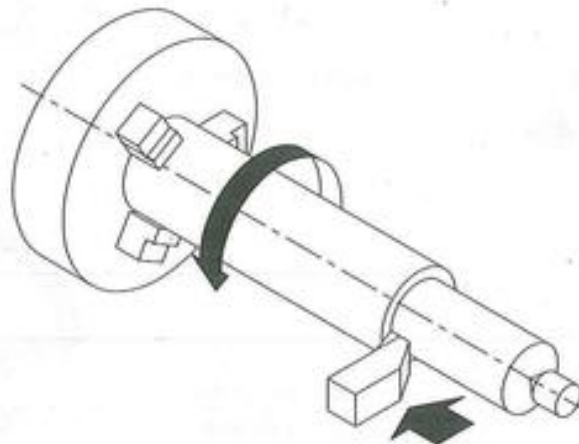


FIGURA 4.2. Torneado.

El torneado puede ser interior o exterior. De esta forma se pueden fabricar cilindros (denominándose entonces *cilindrado*, figuras 4.3a y 4.3f) cuando la herramienta se desplaza paralelamente al eje de giro; superficies planas (denominado *refrentado*, figuras 4.3b y 4.3g) cuando la herramienta se desplaza perpendicularmente al eje de giro; superficies cónicas si la trayectoria de la herramienta es oblicua respecto al eje de giro (figuras 4.3c y 4.3h); superficies de forma especial por medio de una plantilla, denominándose *torneado de formas* (figuras 4.3d y 4.3i), y tallado de roscas (figuras 4.3e y 4.3j).

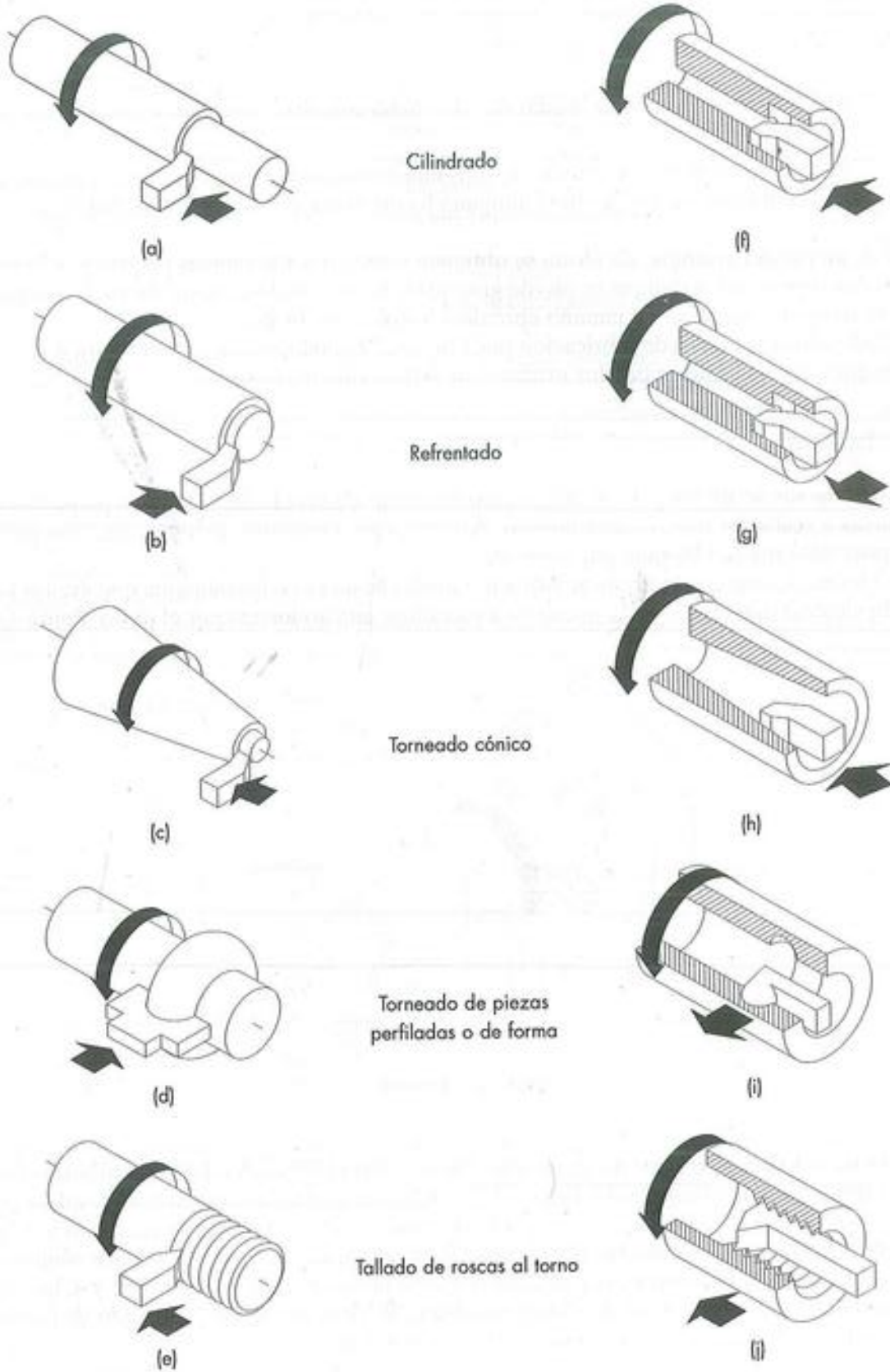


FIGURA 4.3. Tipos de torneado.

Todas estas operaciones se realizan en una máquina denominada *torno*.

Si se utilizan herramientas como las indicadas en la figura 4.4a, se puede realizar una operación llamada *moletado* (figura 4.4b) cuya finalidad es obtener superficies que no resbalen de la mano cuando se manipulen. Existen distintos tipos de moletado definidos en la norma DIN 82.

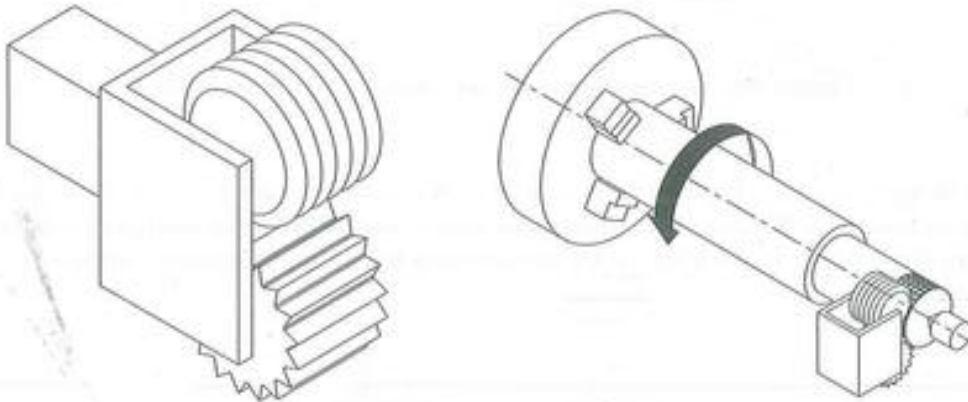


FIGURA 4.4. Moletado.

4.3. Taladrado

Por medio del taladro se pueden realizar agujeros pasantes o ciegos en las piezas. Éstos sirven como base para la sujeción de tornillos, roscas, remaches o para facilitar el engrase, etc. Como herramienta se emplean útiles de uno o varios filos llamados *brocas* (figura 4.5).

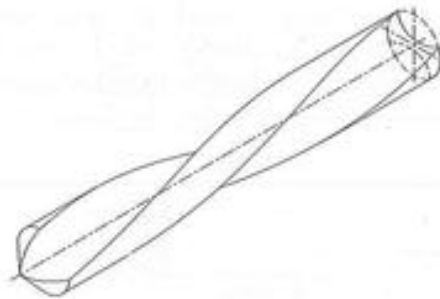


FIGURA 4.5. Broca.

En la operación de taladrado las brocas tienen un movimiento longitudinal de avance y uno de rotación, mientras que la pieza a taladrar permanece fija.

Existen máquinas especiales para realizar taladros denominadas *taladradoras*, aunque en ciertas ocasiones pueden utilizarse tornos. También se pueden realizar agujeros sin arranque de viruta mediante *punzonado* y *estampado*. Para hacer agujeros de gran tamaño es frecuente realizarlos en varias fases, efectuando primero un agujero de pequeño diámetro en la pieza que permita posicionar la broca para que siga un camino recto al taladrar el material. Dependiendo del tamaño del agujero se realizan distintos taladros siempre de menor a mayor diámetro hasta alcanzar las dimensiones deseadas. Esto permite que la broca arranque en cada pasada menos cantidad de viruta, con lo cual la exigencia pedida a la máquina es menor (figura 4.6).

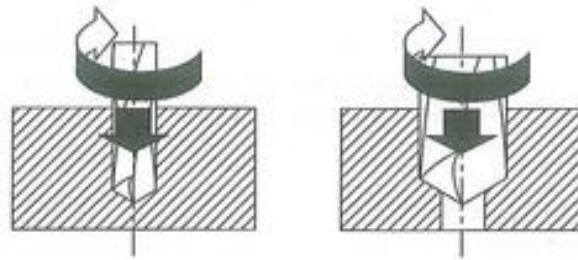


FIGURA 4.6. Taladro de gran diámetro realizado en varias fases.

El *avellanado* permite trabajar agujeros previamente taladrados o provenientes de fundición. El la broca *avellanadora* o *avellanador* posee varios filos y el trabajo de desbaste es menor que en el taladrado normal. Existen distintos tipos de avellanado, como se observa en la figura 4.7.

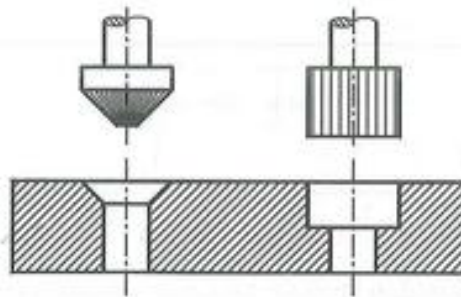


FIGURA 4.7. Avellanado.

Normalmente los taladros se rematan por medio de operaciones de *escariado*, que se llevan a cabo para obtener un buen acabado interior del taladro. El *escariador* es una herramienta de filos múltiples y rectos pero de irregular longitud para evitar el rayado del agujero (figura 4.8).

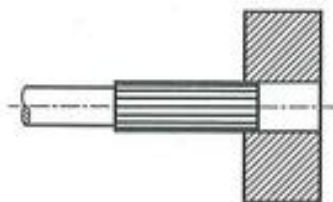


FIGURA 4.8. Escariado.

La operación de realizar taladros de gran tamaño se llama *mandrinado*. Las máquinas utilizadas deben tener gran potencia y robustez y se llaman *mandrinadoras*.

4.4. Fresado

El *fresado* es una operación donde el elemento que se desplaza longitudinalmente es la pieza a la que se le va a dar forma mientras que la herramienta tiene exclusivamente un movimiento de giro. Normalmente su aplicación principal es la fabricación de superficies planas y de

ruedas dentadas (mediante fresas especiales denominadas *fresas madre*) con un buen acabado superficial.

Las herramientas utilizadas se llaman *fresas* y tienen varios filos geométricos. Según su posición, el fresado puede ser *cilíndrico*, cuando el eje de giro de la fresa es paralelo a la superficie de corte (figura 4.9a), o *frontal*, cuando el eje de giro de la fresa es perpendicular a la superficie de corte (figura 4.9b).

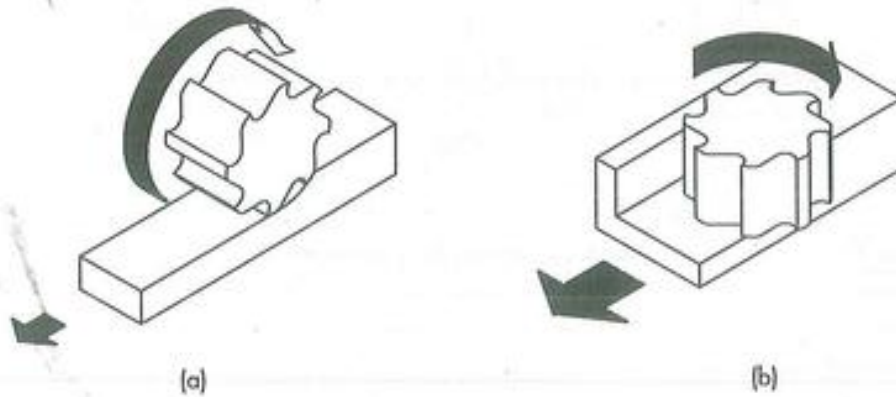


FIGURA 4.9. (a) Fresado cilíndrico. (b) Fresado frontal.

La máquina donde se realiza el proceso de fabricación de fresado se llama *fresadora*.

Existe una gran variedad de fresas, lo cual permite un amplio rango de trabajos. Existe prácticamente una fresa para cada aplicación. En la figura 4.10 se muestra una fresa utilizada para construir colas de milano.

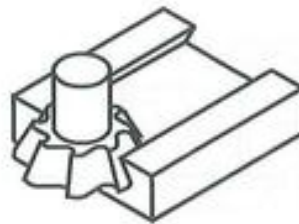


FIGURA 4.10. Fresa cónica para ranuras de cola de milano.

4.5. Cepillado y mortajado

El *cepillado* y el *mortajado* de piezas es un procedimiento muy adecuado para obtener piezas prismáticas (figura 4.11).

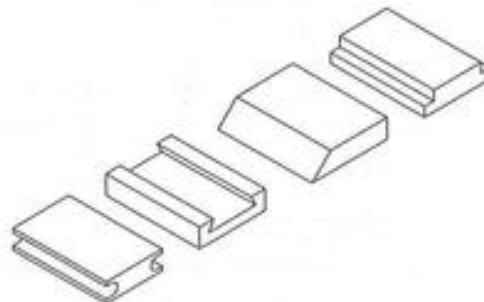


FIGURA 4.11. Piezas fabricadas por mortajado o cepillado.

En ambas se utiliza una herramienta de un solo filo cuyo movimiento es discontinuo. Según quién tenga el movimiento de avance se denomina *mortajado* (la herramienta se desplaza, figuras 4.12a y 4.12c) o *cepillado* (la pieza es la que se mueve, figura 4.12b).

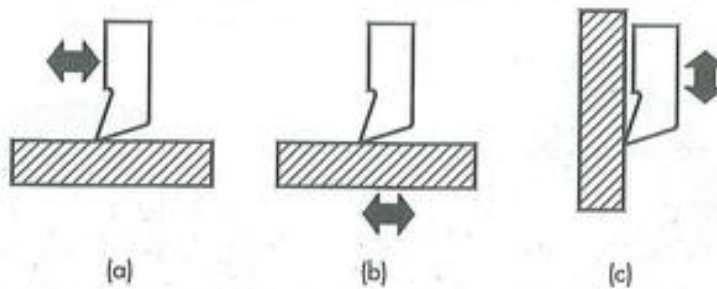


FIGURA 4.12. Mortajado y cepillado.

La operación de cepillado se realiza en una *limadora*. El mortajado además permite realizar ranuras interiores, vaciados y dentados interiores. La máquina se llama *mortajadora*.

4.6. Brochado

Es una operación muy frecuente en las grandes series de piezas de tamaño reducido. Consiste en arrancar viruta mediante una herramienta de múltiple filo que tiene un perfil determinado y de una sola operación. Los brochados pueden ser interiores y exteriores y se realizan en una máquina denominada *brochadora* (figura 4.13). Suele aplicarse para realizar agujeros que no tengan forma cilíndrica.

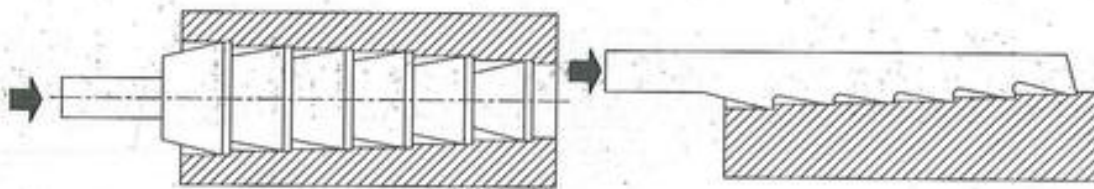


FIGURA 4.13. Brochado interior y exterior.

En la figura 4.14 se muestra una *brocha* que se puede utilizar para hacer un agujero de sección cuadrada. Se partiría de un agujero cilíndrico de sección coincidente con el primer filo de la broca, de forma que los filos sucesivos se van adaptando progresivamente a la forma cuadrada del último filo.

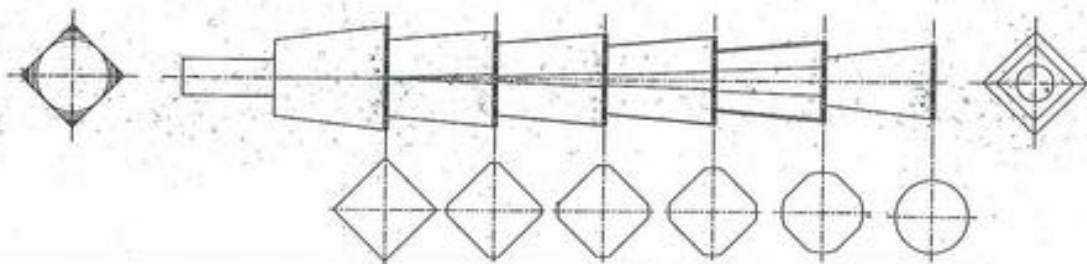


FIGURA 4.14. Brochadoras.

4.7. Esmerilado

El afilado de herramientas y el rectificado de piezas se realizan con una herramienta llamada *muela* de filos múltiples y no geométricos (figura 4.15). Trata de eliminar las posibles irregularidades surgidas durante un mecanizado anterior y con ella se construyen piezas redondas o planas con un buen acabado superficial. El proceso de fabricación se denomina *esmerilado*.



FIGURA 4.15. Esmerilado.

Cuando el objetivo es obtener un buen acabado superficial la operación se llama *rectificado*, y se realiza en una *rectificadora*. El rectificado puede realizarse en interiores o exteriores de las piezas.

En determinadas ocasiones, el acabado que ofrece el rectificado no es suficiente ya que, por ejemplo, ciertas irregularidades pueden ocasionar rozamientos no deseables. Entonces se recurre a las operaciones de *pulido* y *bruñido*.

4.8. Roscado de piezas

Las piezas roscadas son muy frecuentes en el mundo industrial. La rosca puede ser interior o exterior y cumplir funciones de fijación (caso de un tornillo) o de movimiento (como en un husillo).

Las roscas se pueden fabricar en un torno, según se ha visto, o mediante *machos de roscar* y *terrajás*. Los machos de roscar son parecidos a las brocas de taladrar, pero su filo tiene forma de hélice, cuya huella en la pieza es la rosca misma (figura 4.16).

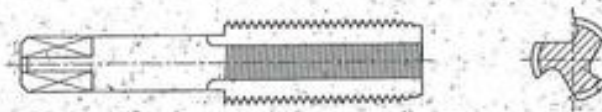


FIGURA 4.16. Macho de roscar.

La figura 4.17 muestra cómo se realizaría un roscado de un taladro, partiendo de un taladro ciego de diámetro menor del nominal de rosca.

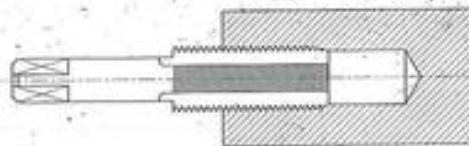


FIGURA 4.17. Roscado de un taladro.

Las terrajas se usan para roscar macho (tornillos). Son muy rápidas de realizar en materiales blandos. Están compuestas por un casquillo cuyo interior está mecanizado según la forma de la rosca. Éste se desliza por la pieza a roscar, creando en su desplazamiento la rosca.

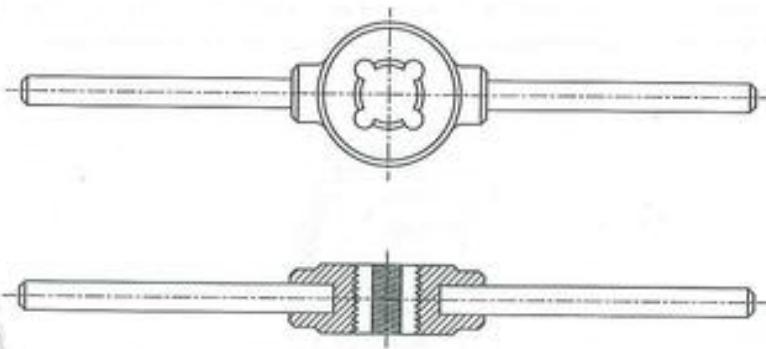
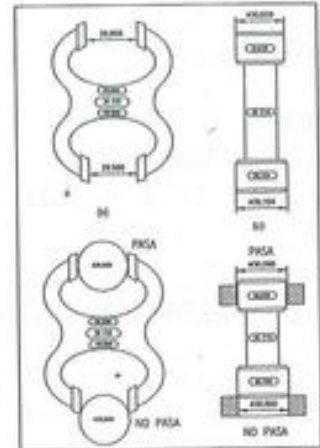


FIGURA 4.18. Terraja.

TOMA DE MEDIDAS



Para comprobar si la pieza mecanizada en el taller coincide con el diseño que se ha plasmado en un plano se recurre a la toma de medidas. Los instrumentos de medida cumplen dos funciones principales: la medición y la comparación.

Medir es comparar una dimensión con un aparato de medición. El resultado de la medición es la medida real, que está compuesta por un dato numérico y una unidad, como puede ser 12 mm, 4 m o 67 cm. El valor leído en el instrumento de medida se llama valor de la medida. Verificar es determinar si el objeto que se comprueba corresponde a las medidas exigidas (figura 5.1).

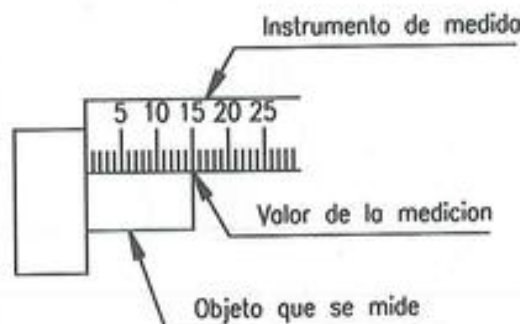


FIGURA 5.1. Medida.

Calibrar es comparar el objeto que se verifica con un calibre. El resultado de la calibración es ver si el objeto sobrepasa un determinado límite.

Los medios de verificación se clasifican en aparatos de medida, calibres y medios auxiliares. Los aparatos de medida existen en forma de aparatos indicadores y de aparatos que materializan la medida.

Los aparatos indicadores de medida son instrumentos con un indicador (pie de rey, micrómetro, medidores de esfera, etc.), mientras que los aparatos que materializan la medida ofrecen la medida entre dos superficies mediante la separación entre dos trazos en el instrumento de medida. El ejemplo más claro son los bloques patrón.

Por lo que se refiere a los calibres, son elementos de verificación que materializan la medida, la forma o ambos conceptos, en la pieza que se está examinando. Van comparando la pieza con un valor que representan e indican por lo tanto las desviaciones hacia el valor correcto.

Los medios auxiliares posibilitan, en combinación con otros medios de verificación, la obtención de una medida correcta.

Añadiremos por último que los aparatos de medida sirven para determinar longitudes y ángulos.

Las longitudes se pueden medir con una regla graduada, un pie de rey, un micrómetro y compases. Las medidas angulares se determinan por medio de escuadras fijas, goniómetros y reglas de senos.

5.1. Medida de longitudes

5.1.1. Regla graduada

El elemento más sencillo para medir longitudes es la regla graduada. Normalmente sus divisiones son milímetros, aunque hay algunos que miden medios milímetros. Un tamaño muy usado es el de 30 cm de longitud, aunque las hay de varias longitudes.

5.1.2. Compases y calibres

Los *compases* (figura 5.2a) y los *calibres de herradura* (figura 5.2b) y *de tampón* (figura 5.2c) sirven para verificar medidas. Éstos son instrumentos donde la magnitud representada permanece fija y por ello permite compararla por toda la pieza. Los calibres de herradura y los de tampón también se denominan calibres pasa-no pasa, ya que materializan la medida máxima permitida y la mínima exigida. Los compases, que pueden ser de exteriores o de interiores, permiten variar la medida que se va a comparar.

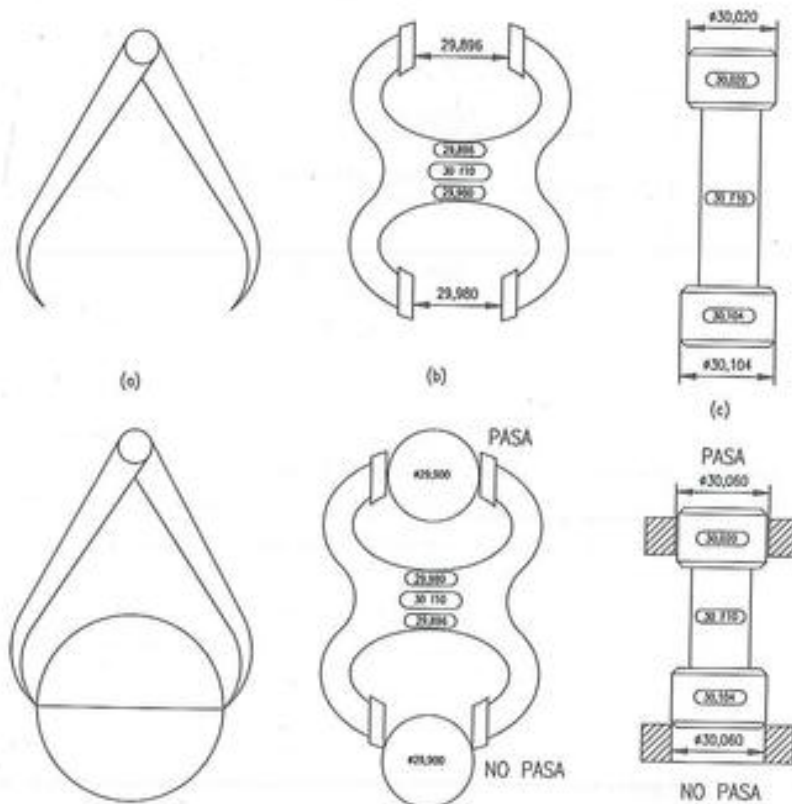


FIGURA 5.2. Compases, calibres de herradura y de tampón.

5.1.3. Pie de rey

El instrumento de medida más extendido es el pie de rey (figura 5.3).

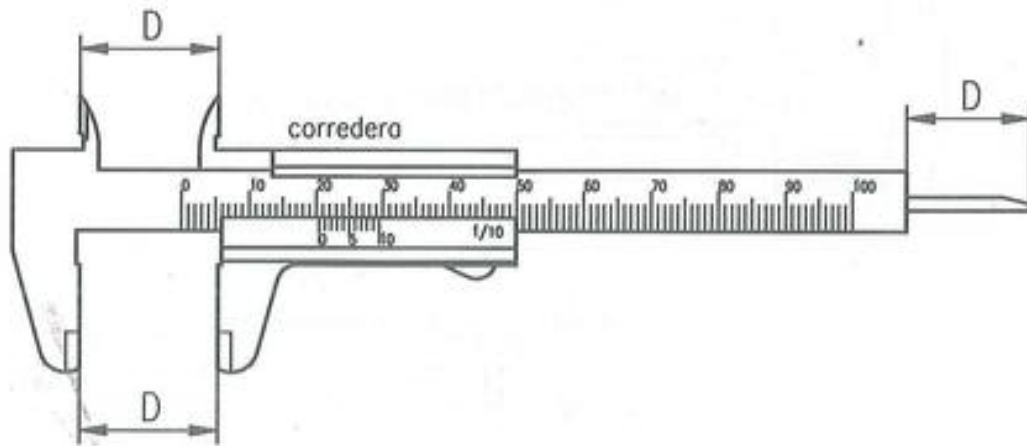


FIGURA 5.3. Pie de rey.

Con el pie de rey se pueden medir dimensiones lineales correspondientes a exteriores, interiores y profundidades (figura 5.4).

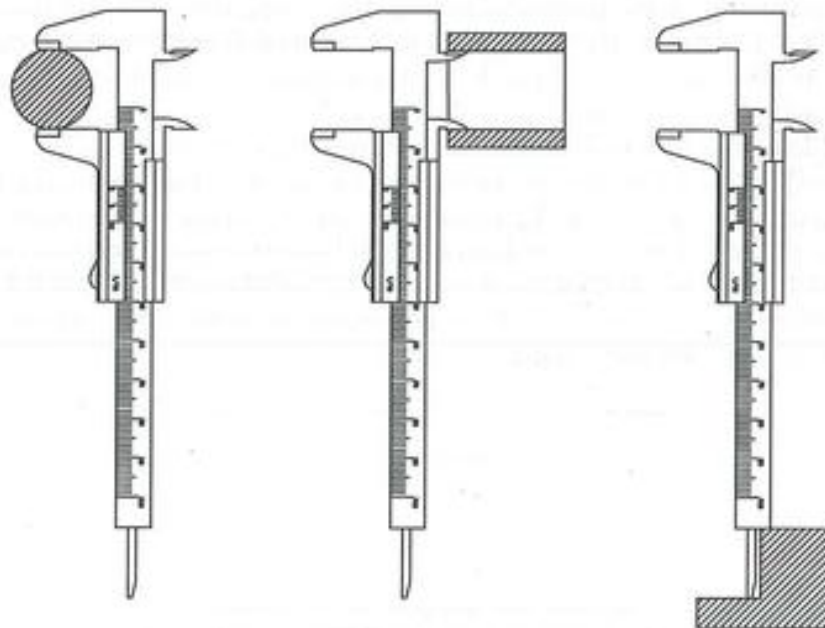


FIGURA 5.4. Medida de exteriores, interiores y profundidades con un pie de rey.

El pie de rey tiene una regla o escala graduada en milímetros y una parte móvil llamada corredera o cursor. En la corredera hay otra escala graduada llamada nonio (o nonius). La precisión del pie de rey viene determinada por la relación entre la longitud de una división de la escala del pie de rey con la longitud de una división de la escala de la corredera. Así, por ejemplo, para medir hasta una precisión de 0,1 mm, el nonio estará dividido en diez partes con una longitud total de 9 mm, estando la escala del pie de rey graduada en milímetros.

De esta forma, la diferencia entre una división de la escala del pie de rey y una división del nonio será de 0,1 mm, que es la precisión del pie de rey en este caso.

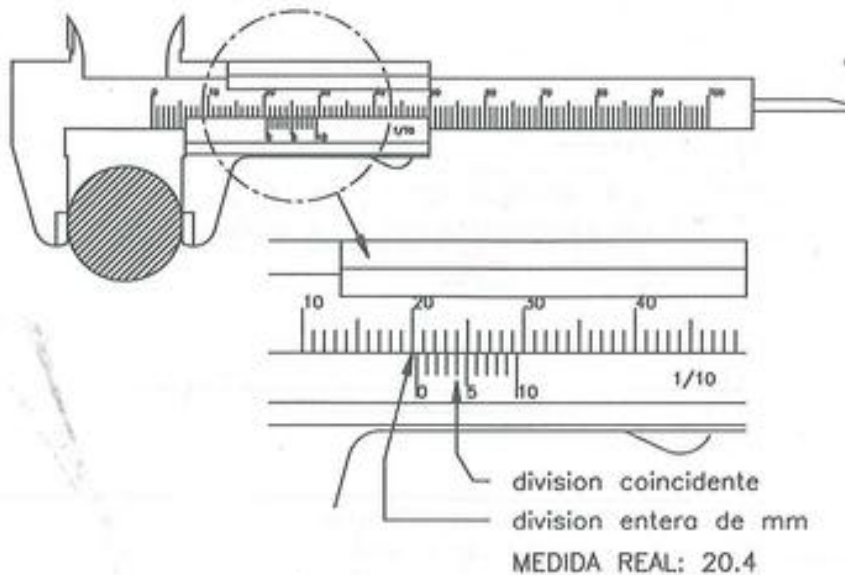


FIGURA 5.5. Medida con un pie de rey.

Para medir con el pie de rey (figura 5.5) se ajustará la apertura de éste a la magnitud que se va a determinar. La medida de la magnitud será tantos milímetros enteros como marque el cero del nonio sobre la escala del pie de rey (la división de la escala justo anterior al cero). La parte decimal será el número de la división del nonio que coincida exactamente con una división de la escala, multiplicada por la precisión (0,1 mm en este caso).

Así, por ejemplo, en la figura 5.5 se indica una medición con un pie de rey de precisión 1/10 mm correspondiente a 20,4 mm. La medida corresponde a una magnitud entera, 20 mm, y a una fracción decimal. Como la división cuatro del nonio coincide con una división exacta de la escala del pie de rey, la fracción decimal de la medida será $4 \times 0,1 = 0,4$ mm.

Como metodología general de medida con un nonius, se deberá obtener en primer lugar la precisión del aparato obtenida como:

$$p = d - \frac{l}{n}$$

donde:

- p : precisión del nonio (mínima medida que se puede apreciar con él).
- d : unidad entera de medida más próxima por exceso a una división del nonius.
- l : longitud real de la regleta del nonius.
- n : número de divisiones en que está dividido el nonius.

5.1.4. Micrómetro

En muchas ocasiones, la exactitud que se alcanza midiendo con un pie de rey, que varía entre 1/10 y 1/20 mm, no es suficiente. Para obtener mediciones más exactas se utiliza el mi-

crómetro o *palmer*, que puede garantizar medidas de precisión hasta 1/100 mm. En la figura 5.6 se muestra un micrómetro.

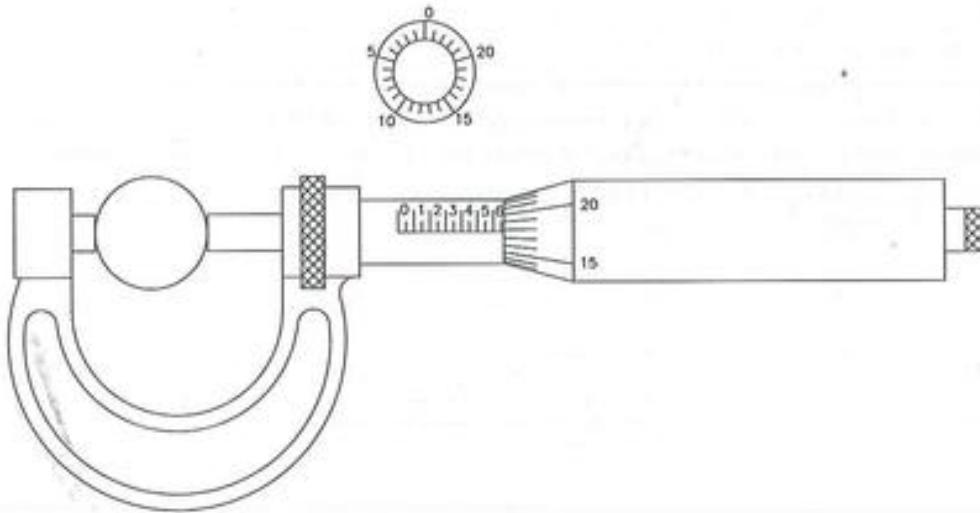


FIGURA 5.6. Palmer o micrómetro.

Para medir con este aparato se coloca la pieza entre los dos extremos del palmer. Por medio de un tornillo se consigue que la horquilla del micrómetro toque sin presionar la pieza, obteniendo así la medición. La rosca del husillo de medida tiene normalmente un paso de 0,5 mm, es decir, una vuelta del tornillo del palmer corresponde a una longitud de 0,5 mm.

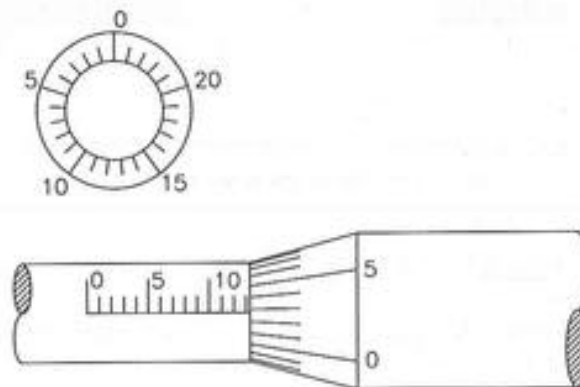


FIGURA 5.7. Medida con un micrómetro.

El micrómetro de la figura 5.7 tiene el tambor dividido en 25 partes. Cuando el tambor gira el valor de una división, el husillo se desplaza 0,5 mm de forma que cada división corresponde a 0,02 mm, que es la precisión del micrómetro. En el canto delantero del tambor se leen los milímetros y medios milímetros. Las centésimas se leen sobre el tambor. De esta forma, la medida indicada en la figura 5.7 corresponde a:

$$6,5 \text{ mm} + 18 \text{ div.} \times 0,02 \text{ mm/div} = 6,86 \text{ mm}$$

5.2. Aparatos para medición de ángulos

Se entiende por ángulo la diferencia de direcciones de dos rectas que parten de un mismo punto. En el taller se emplean predominantemente magnitudes de ángulos fijos, por ejemplo 30° , 90° , 60° , 45° , 120° , 135° .

Para verificar y trazar ángulos rectos se utiliza la escuadra de 90° . Con objeto de poder satisfacer las distintas condiciones de precisión exigidas existen cuatro grados de exactitud: las escuadras de filo, las escuadras normales, las escuadras de taller del nº I y las de taller del nº II.

Durante su uso la escuadra no debe ladearse (figura 5.8). Las discrepancias se denotan por el procedimiento de la rendija de luz.

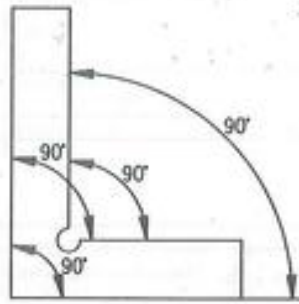


FIGURA 5.8. Escuadra.

Para la verificación se emplean plantillas de ángulos muy diversos, según la pieza que se quiere comprobar (figura 5.9).



FIGURA 5.9. Verificación de ángulos.

Es necesario verificar las escuadras y las plantillas de cuando en cuando, ya que los perfiles se desgastan con el uso.

Las plantillas de ángulos son bloques de acero que materializan determinadas magnitudes angulares por medio de la colocación de las superficies de medición.

Están escalonadas formando juegos, por ejemplo, 1° , 3° , 15° , 30° , 45° , $1'$, $3'$, $5'$, $10'$, $25'$, $40'$, $20''$, $30''$ que permite componer cualquier ángulo de 0° a 90° escalonados de 10° en 10° (figura 5.10).

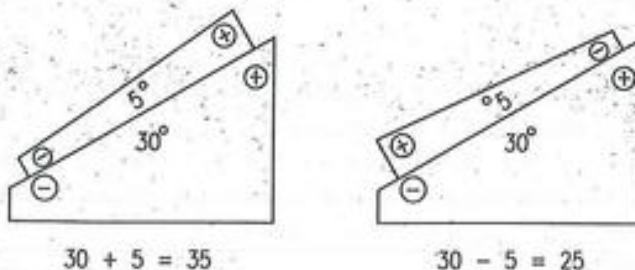


FIGURA 5.10. Plantillas de ángulos.

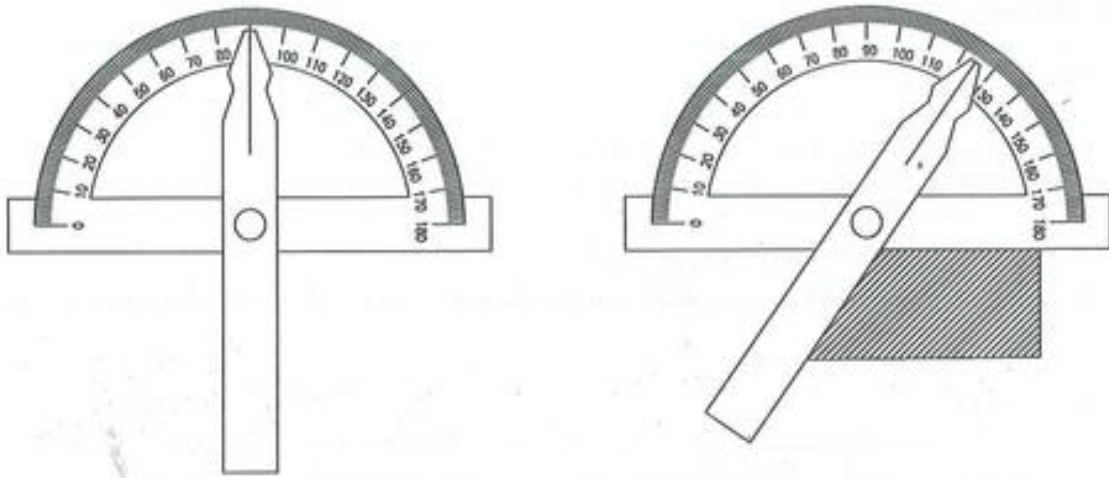


FIGURA 5.11. Transportador de ángulos.

El transportador simple u ordinario (figura 5.11) hace posible la lectura de grados enteros. Con los buenos transportadores se pueden apreciar incluso cuartos de grado. El transportador universal (figura 5.12) está fabricado para dar mayor precisión en las medidas que el transportador simple. Por medio de una escala auxiliar (nonio o vernier) se aumenta la exactitud de la lectura a cinco minutos. El lado móvil del instrumento puede adaptarse a cualquier ángulo.

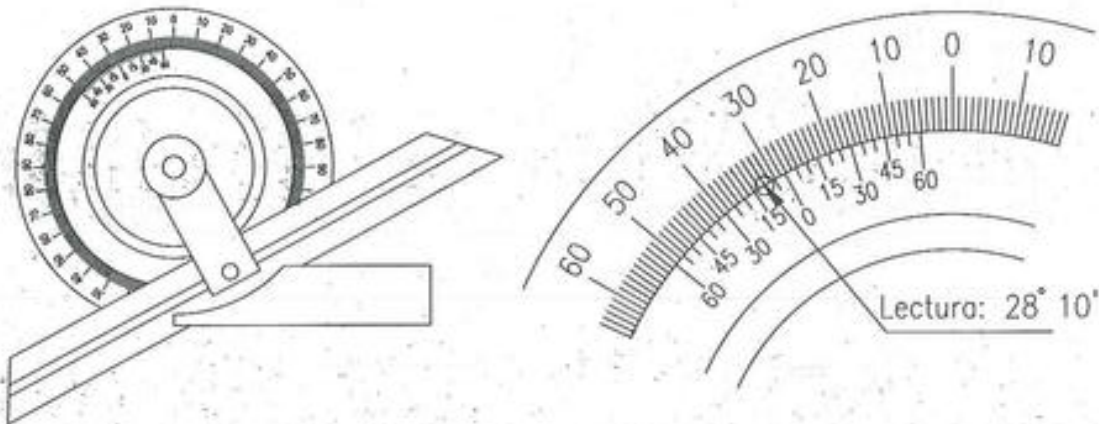


FIGURA 5.12. Transportador universal.

El nonius de la figura 5.12 comprende 23° divididos en 12 divisiones. De esta forma, la precisión del transportador será:

$$p = 23^\circ / 12 = 1/12^\circ = 5'$$

La medida obtenida en la figura 5.12 corresponderá a :

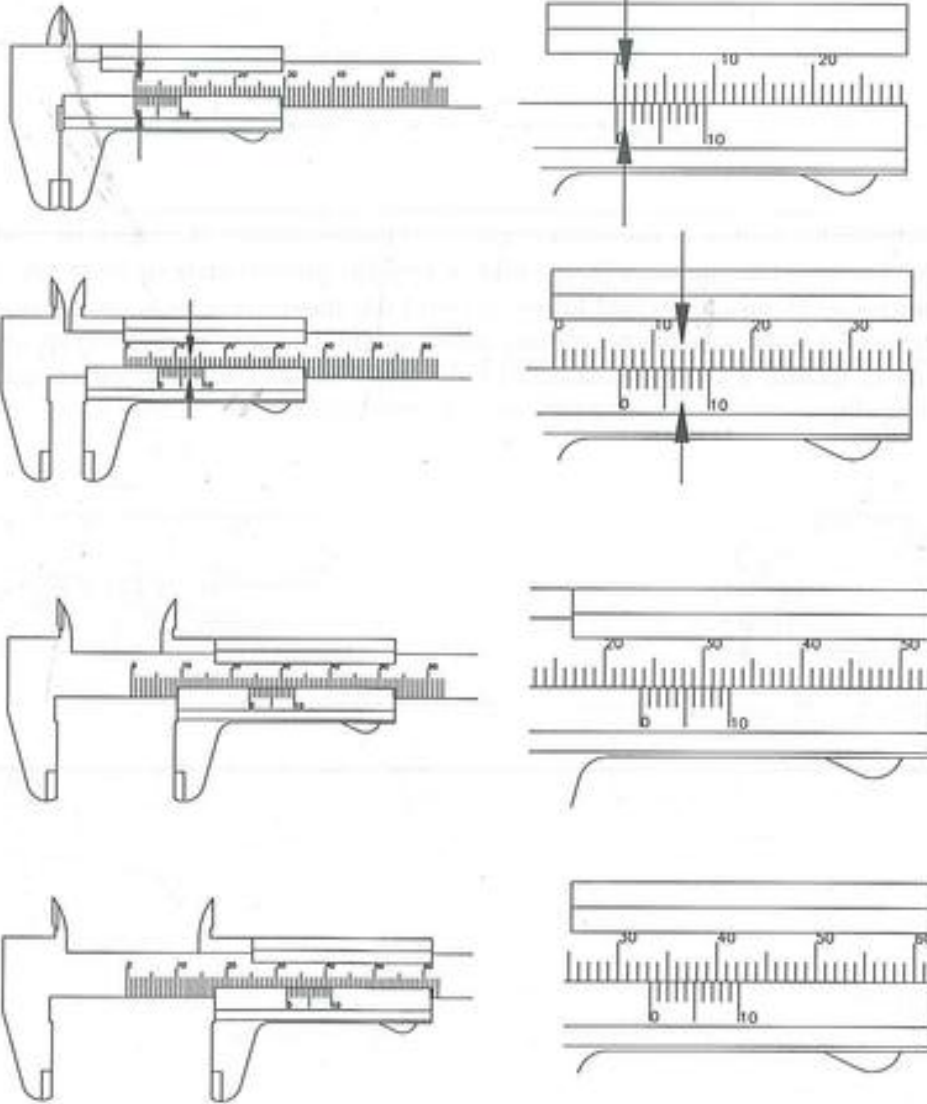
$$28^\circ + 2 \text{ div.} \times 5' / \text{div.} = 28^\circ 10'$$

5.3. Ejercicios resueltos

EJERCICIO 5.1

Medir con un pie de rey. La regla está graduada en milímetros. El nonio, tiene 10 divisiones de 9/10 mm cada una, siendo por tanto la longitud total del nonio de 9 mm. Se pide:

- ¿Cuál es la precisión del pie de rey?
- ¿Cuál es la medida o separación entre las patas del pie de rey en cada una de las figuras siguientes?



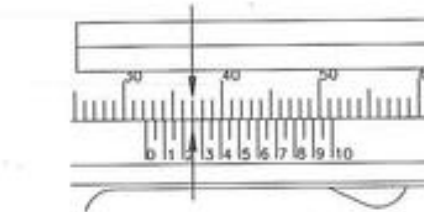
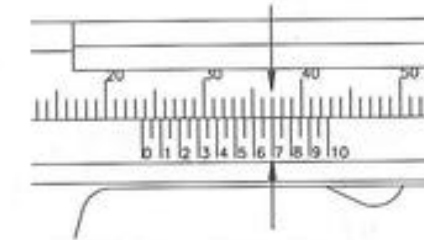
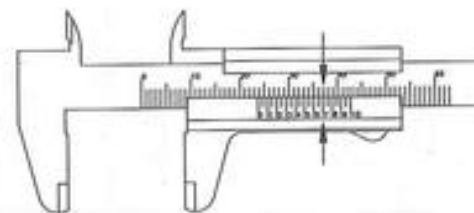
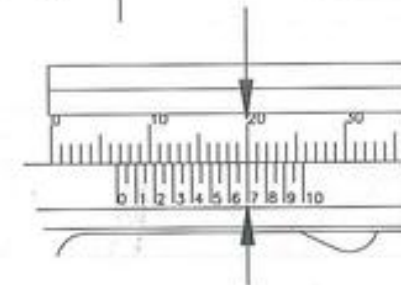
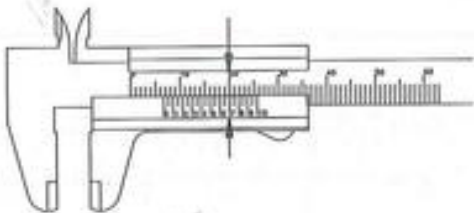
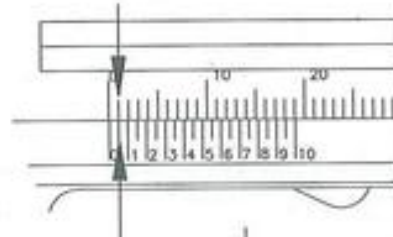
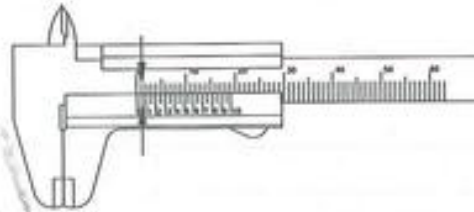
SOLUCIÓN:

Precisión =	$1 - 0,9 = 0,1 \text{ mm}$
Medida 1 =	$0 + 1 \times 0,1 = 0,1 \text{ mm}$
Medida 2 =	$6 + 7 \times 0,1 = 6,7 \text{ mm}$
Medida 3 =	$23 + 7 \times 0,1 = 23,7 \text{ mm}$
Medida 4 =	$33 + 2 \times 0,1 = 33,2 \text{ mm}$

EJERCICIO 5.2

Medición con un pie de rey. La regla está graduada en mm. El nonio está dividido en 20 partes iguales totalizando 19 mm. Se pide:

- ¿Cuál es la precisión del pie de rey?
- ¿Cuál es la medida o separación entre patas en las figuras siguientes?



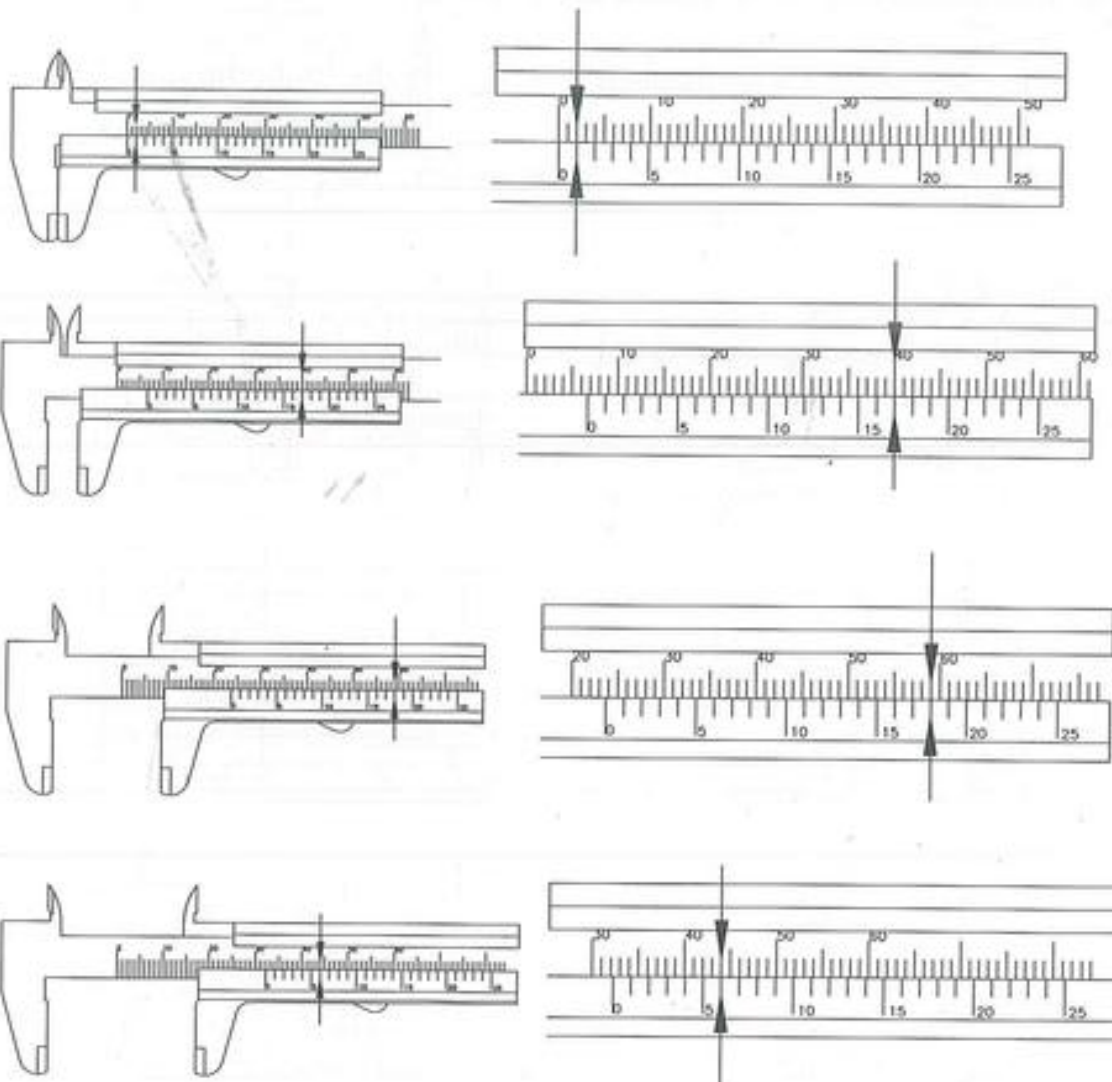
SOLUCIÓN:

$$\begin{aligned}
 \text{Precisión} &= 1 - 0,95 = 0,05 \text{ mm} \\
 \text{Medida 1} &= 0 + 1 \times 0,05 = 0,05 \text{ mm} \\
 \text{Medida 2} &= 6 + 14 \times 0,05 = 6,7 \text{ mm} \\
 \text{Medida 3} &= 23 + 14 \times 0,05 = 23,7 \text{ mm} \\
 \text{Medida 4} &= 32 + 5 \times 0,05 = 32,25 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

EJERCICIO 5.3

Medición con un pie de rey. La regla está graduada en mm. El nonio está dividido en 25 partes iguales totalizando 49 mm. Se pide:

- ¿Cuál es la precisión del pie de rey?
- ¿Cuál es la medida o separación entre patas en las figuras siguientes?



SOLUCIÓN:

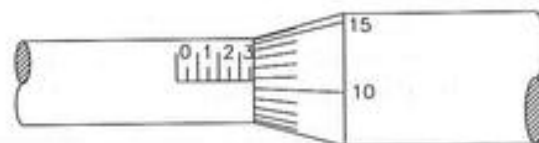
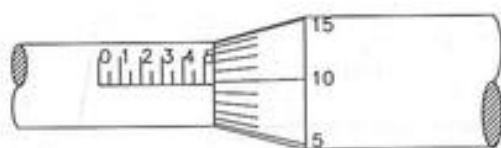
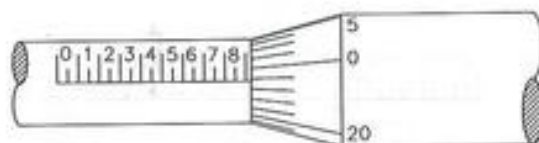
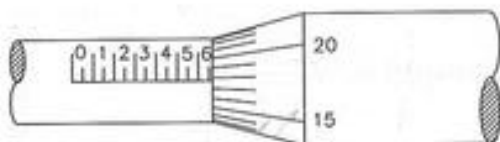
$$\begin{aligned}
 \text{Precisión} &= 2 - 1,96 = 0,04 \text{ mm} \\
 \text{Medida 1} &= 0 + 1 \times 0,04 = 0,04 \text{ mm} \\
 \text{Medida 2} &= 6 + 17 \times 0,04 = 6,68 \text{ mm} \\
 \text{Medida 3} &= 23 + 18 \times 0,04 = 23,72 \text{ mm} \\
 \text{Medida 4} &= 32 + 6 \times 0,04 = 32,24 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

EJERCICIO 5.4

En la figura se presenta un micrómetro graduado en milímetros. En este caso, la escala está dividida en divisiones de $1/2$ mm, siendo el paso del micrómetro 0,5 mm. La circunferencia del tambor está dividida en 25 partes iguales.

Se pide:

- Precisión del micrómetro.
- ¿Cuántas vueltas es necesario dar al tambor para que el tope se desplace 20,66 mm?
- ¿Es posible medir con este micrómetro exactamente 5,58 mm?
- Lectura en los micrómetros representados en las figuras siguientes.



SOLUCIÓN:

$$\text{Precisión} = 0,5 / 25 = 0,02 \text{ mm}$$

$$20,66 \text{ mm} = 41,32 \text{ vueltas} = 41 \text{ v} + 0,32 \times 25 \text{ div} = 41 \text{ v} + 8 \text{ div}$$

$$5,58 \text{ mm} = 11,16 \text{ vueltas} = 11 \text{ v} + 0,16 \times 25 \text{ div} = 11 \text{ v} + 4 \text{ div}$$

$$\text{Medida 1} = 6,5 + 18 \times 0,02 = 6,86 \text{ mm}$$

$$\text{Medida 2} = 9 + 24 \times 0,02 = 9,48 \text{ mm}$$

$$\text{Medida 3} = 5 + 10 \times 0,02 = 5,20 \text{ mm}$$

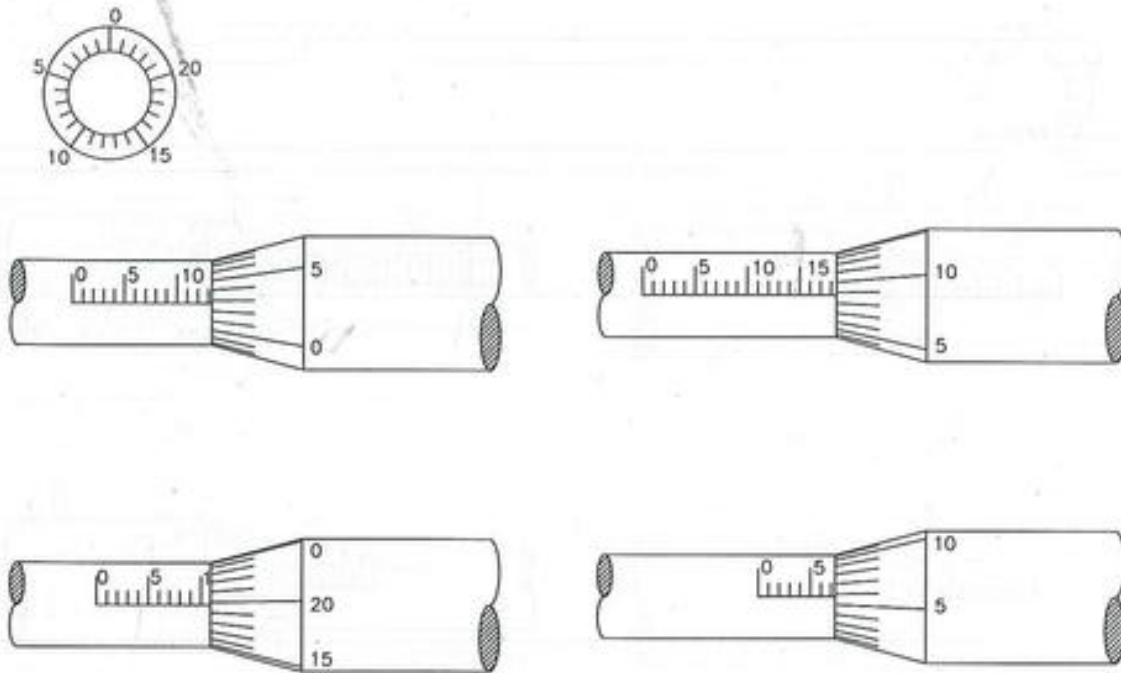
$$\text{Medida 4} = 3,5 + 11 \times 0,02 = 3,72 \text{ mm}$$

EJERCICIO 5.5

En la figura se presenta un micrómetro graduado en milímetros. En este caso, la escala está dividida en divisiones de 1 mm, siendo el paso del micrómetro 1 mm. La circunferencia del tambor está dividida en 25 partes iguales.

Se pide:

- Precisión del micrómetro.
- ¿Cuántas vueltas es necesario dar al tambor para que el tope se desplace 20,66 mm?
- ¿Es posible medir con este micrómetro exactamente 5,58 mm?
- Lectura en los micrómetros representados en las figuras siguientes.



SOLUCIÓN:

$$\text{Precisión} = 1 / 25 = 0,04 \text{ mm}$$

$$20,66 \text{ mm} = 20,66 \text{ vueltas} = 20 \text{ v} + 0,66 \times 25 \text{ div} = 20 \text{ v} + 16 \text{ div} \text{ ó } 20 \text{ v} + 17 \text{ div}$$

$$5,58 \text{ mm} = 5,58 \text{ vueltas} = 5 \text{ v} + 0,58 \times 25 \text{ div} = 5 \text{ v } 14,5 \text{ div}$$

$$\text{por lo que se medirá: } 5 \text{ v } 14 \text{ div} = 5,56 \text{ mm} \text{ ó } 5 \text{ v } 15 \text{ div} = 5,60 \text{ mm}$$

$$\text{Medida 1} = 13 + 3 \times 0,04 = 13,12 \text{ mm}$$

$$\text{Medida 2} = 18 + 9 \times 0,04 = 18,36 \text{ mm}$$

$$\text{Medida 3} = 10 + 20 \times 0,04 = 10,80 \text{ mm}$$

$$\text{Medida 4} = 7 + 6 \times 0,04 = 7,24 \text{ mm}$$

La norma establece las siguientes definiciones:

- *Cota*: es el valor numérico expresado en las unidades de medida apropiadas, que se representa en los dibujos técnicos mediante líneas, símbolos y anotaciones. *La cota representa la magnitud real de un elemento y es independiente de la escala a que esté representado el dibujo.*
- *Cota funcional*: cota que tiene una importancia esencial en la función o funciones asignadas a una pieza.
- *Cota no funcional*: cota que no es esencial en la función o funciones de una pieza.
- *Cota auxiliar*: cota dada para información solamente. No desempeña ningún papel decisivo en la fabricación ni en la verificación de la pieza. Las cotas auxiliares se dan entre paréntesis y no llevan nunca tolerancias.
- *Elemento*: parte característica de una pieza, como por ejemplo una superficie plana, cilíndrica, dos superficies paralelas, etc.
- *Producto terminado*: pieza lista para montaje o para la puesta en servicio.

Como normas generales, a la hora de acotar un plano se debe tener en cuenta que:

- En el plano deben figurar todas las informaciones dimensionales necesarias para definir clara y completamente la pieza.
- Cada elemento no se debe acotar más que una sola vez. La repetición de cotas empeora la legibilidad del plano y aumenta la posibilidad de confusión.
- Las cotas se deben situar sobre las vistas que mejor definan el elemento que acotan. Las cotas de un elemento deben colocarse lo más agrupadas posible para facilitar la legibilidad del plano.
- Las cifras de cota deben expresarse siempre en las mismas unidades, e indicarlo cuando no fuera así poniendo la unidad después de la cifra (por ejemplo, 13 km ó 4 μ m). En el dibujo mecánico la unidad utilizada son los *milímetros*, por lo tanto *esta es la unidad que se leerá en estos planos por defecto*. En el dibujo topográfico la unidad utilizada es el metro e incluso el kilómetro, debido a las grandes extensiones que manejan. Si se utilizan por defecto unidades distintas de los mm, éstas se deben especificar en el cuadro de rotulación del plano.
- No se deben colocar más cotas que las estrictamente necesarias para definir un diseño. Los elementos de una pieza o de un producto terminado deben estar definidos sólo por una cota en cada dirección. No obstante se pueden presentar excepciones cuando sea necesario dar cotas relativas a estados intermedios de fabricación o cuando se coloquen cotas auxiliares.
- No se deben especificar los métodos de fabricación ni de control a menos que sean indispensables para el buen funcionamiento o la intercambiabilidad de la pieza o salvo que se trate de un plano de fabricación.
- Las cotas funcionales se escribirán para su lectura directa en el plano y no se obtendrán nunca por deducción a partir de otras cotas.
- Las cotas no funcionales se elegirán de la forma más conveniente para la fabricación o para la verificación.

6.1.1. Método de ejecución de la acotación

En general, una *cota* (figura 6.1) está formada por una combinación de una cifra y/o letras y/o símbolos dispuestos sobre una línea paralela a la magnitud a acotar denominada *línea de cota*. En los extremos, perpendicularmente a la línea de cota y sobrepasándola ligeramente, existen dos líneas que se apoyan en los extremos opuestos de la pieza que definen la magnitud a medir y que se denominan *líneas auxiliares*. En algunos casos, como línea de cota puede utilizarse una *línea de referencia*. En los extremos de la línea de cota y en el extremo de la línea de referencia, se sitúa una *punta de flecha* que delimita claramente la magnitud a acotar.

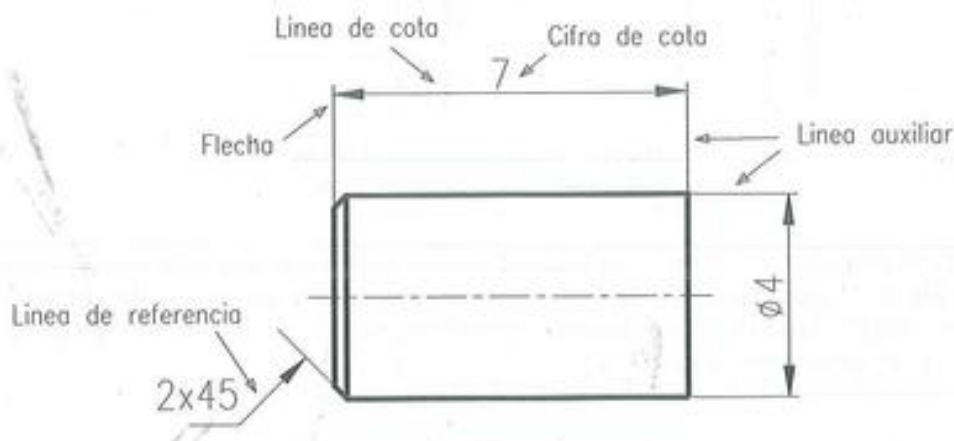


FIGURA 6.1. Elementos de una cota.

Algunas veces (figura 6.2), dependiendo de la disposición de cotas en el dibujo, puede que no se presente alguno de los elementos anteriormente citados (figura 6.2a), como por ejemplo las líneas auxiliares cuando la cota se sitúa dentro de la pieza y se utiliza como línea auxiliar alguna arista de la misma pieza. Las líneas auxiliares deben colocarse perpendicularmente al elemento a acotar, aunque en algunos casos, como por ejemplo en un elemento cónico, pueden situarse oblicuamente (figura 6.3).

Las líneas de cota, las auxiliares y las de referencia deben ser finas y continuas (línea tipo B según UNE 1-032-82) y deben ser paralelas a la dimensión que se desea acotar. Las líneas auxiliares de cota se prolongan ligeramente desde la intersección con la línea de cota (1 ó 2 mm) y son perpendiculares a la distancia a acotar (figura 6.2b).

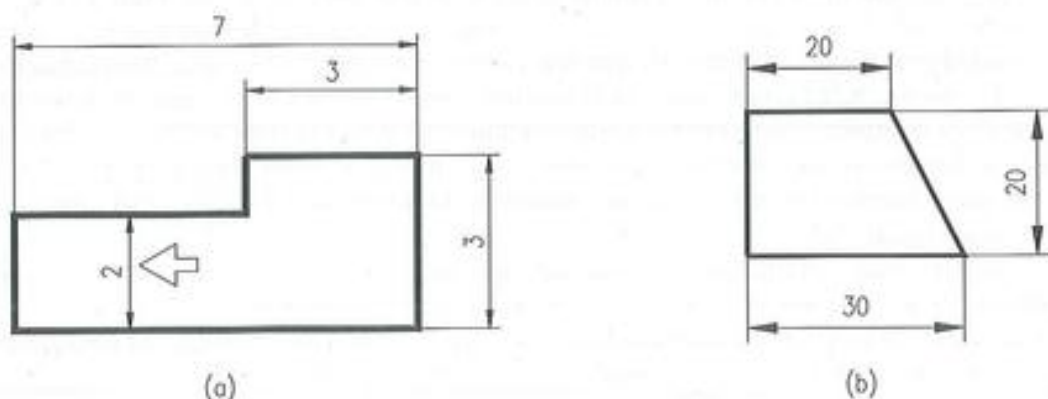


FIGURA 6.2. Situación de las líneas auxiliares.

En el caso de que resulte necesario para dar más claridad al dibujo, las líneas auxiliares podrán inclinarse ligeramente (unos 30°), manteniéndose la línea de cota paralela a la dimensión a acotar (figura 6.3).

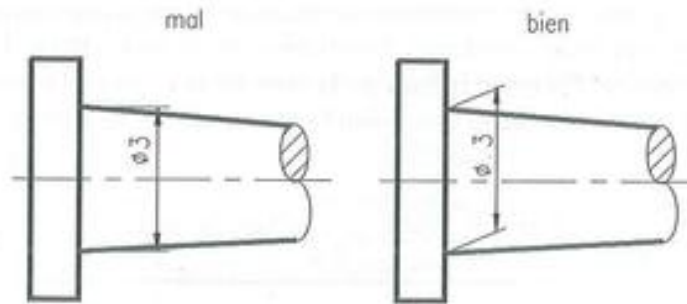


FIGURA 6.3. Líneas auxiliares oblicuas.

Las líneas de cota no deben interrumpirse nunca, aunque se haya representado una vista interrumpida de la pieza (figura 6.4). En el caso de representar una vista interrumpida de una pieza (figura 6.4), la cifra de cota debe corresponder al valor real de la magnitud que acota, no al valor de la longitud representada.

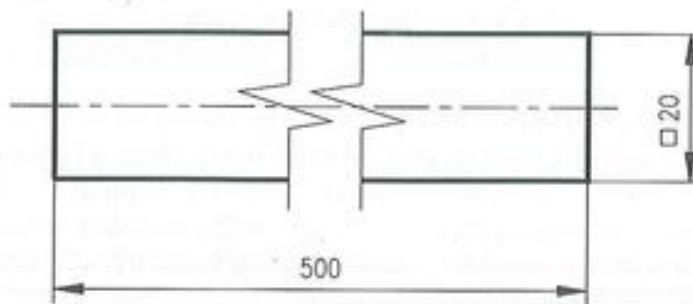


FIGURA 6.4. Acotación de vistas interrumpidas.

Como norma general debe procurarse que las líneas de cota y las líneas auxiliares no se crucen con ninguna otra línea del dibujo (figura 6.5g), a menos que resulte inevitable (figura 6.5h y figura 6.5i). En la figura 6.5a puede verse un caso de cruce de línea de cota con línea auxiliar que podría haberse evitado. En caso de que sea así, es mejor que se cruce una línea auxiliar con otra auxiliar (figura 6.5h) que una de cota con otra auxiliar (figura 6.5i), aunque, si no queda más remedio y la solución para evitar el cruce de líneas es dar otra vista, es mejor dejar el cruce de líneas. En caso de que se crucen, no debe interrumpirse ninguna línea. Los ejes o las aristas de una pieza pueden ser utilizados como líneas de referencia (figura 6.5f), pero nunca como líneas de cotas (figura 6.5e).

Se debe tener en cuenta que las líneas de cota no pueden ser prolongación de aristas de la pieza (figura 6.5d), ni coincidir con las aristas de la pieza (figura 6.5c).

Las líneas de cota y las auxiliares deben pertenecer a una misma vista. No está permitido utilizar líneas auxiliares que pertenezcan a varias vistas (figura 6.5b).

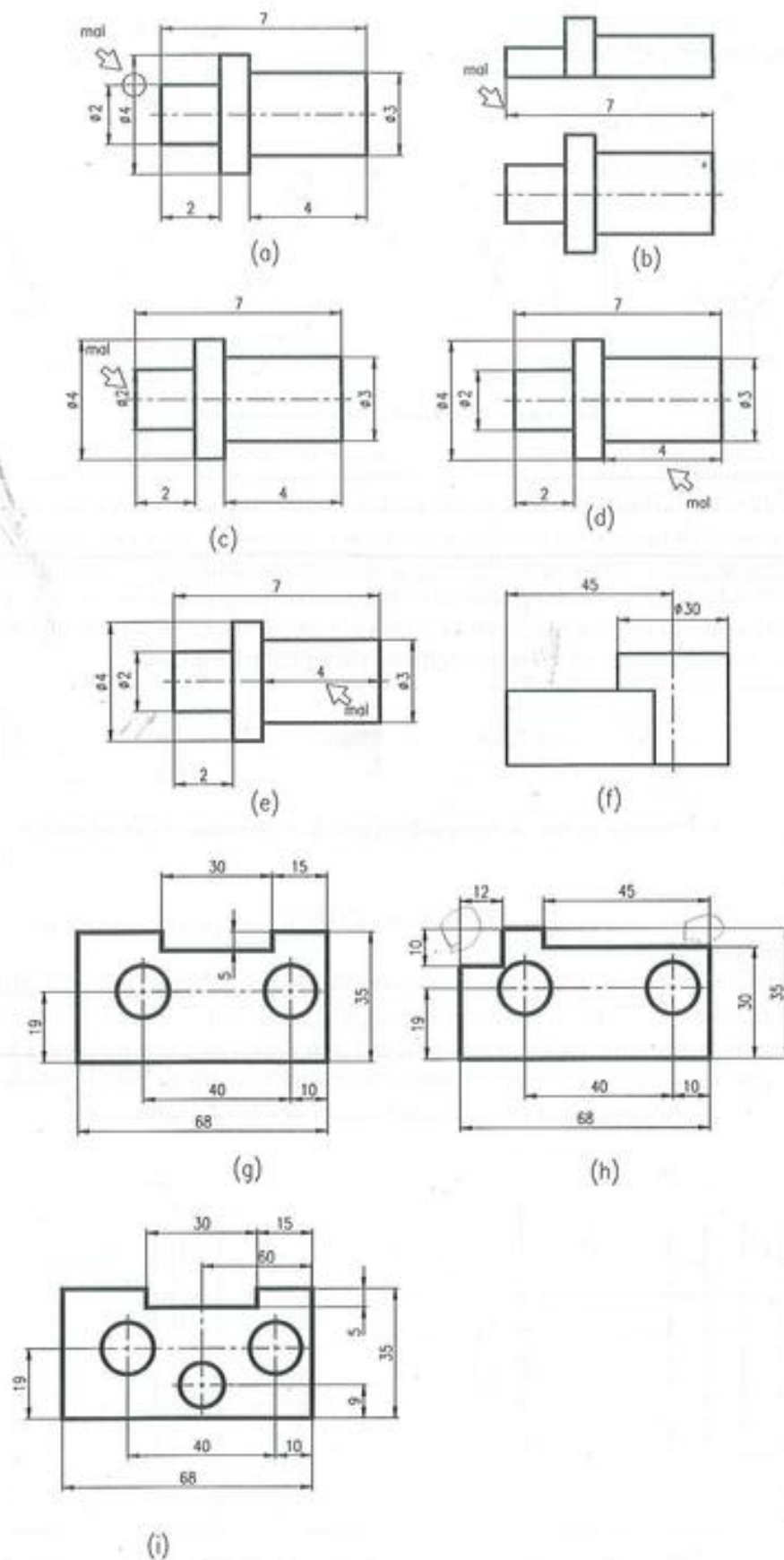


FIGURA 6.5. Disposición de las cotas en un dibujo.

En caso de aristas redondeadas o achaflanadas, las esquinas se prolongarán, siendo el punto de intersección la base de la línea auxiliar (figura 6.6).

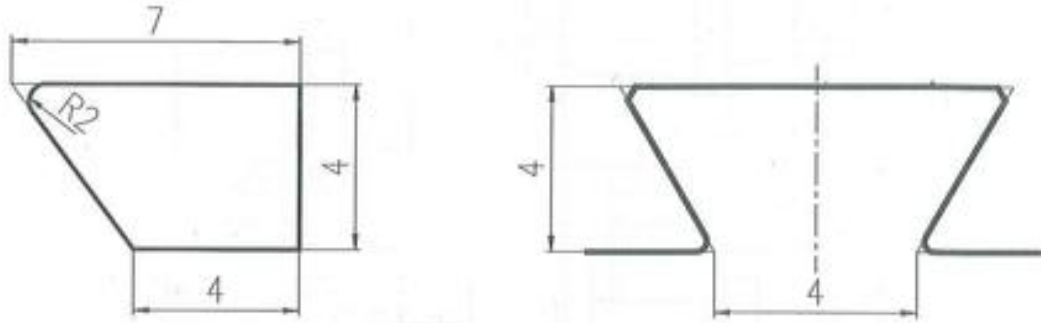


FIGURA 6.6. Acotación aristas redondeadas.

La línea de cota termina normalmente en los extremos en un elemento que tiene delimitado claramente su final. Este elemento puede ser una punta de flecha o un trazo oblicuo. La norma UNE permite varios tipos de flecha, abiertas o cerradas y, en este último caso, rellenas o no. El ángulo de la flecha puede ser cualquiera comprendido entre 15° y 90° (figura 6.7). El último símbolo representado en la figura 6.7, consistente en un círculo, se utiliza para especificar orígenes de coordenadas según se verá posteriormente.



FIGURA 6.7. Puntas de flecha, trazo oblicuo y símbolo de origen de coordenadas.

El tamaño de los extremos de la línea de cota (flecha o trazo) debe ser proporcional al tamaño del dibujo.

Si se dispone de espacio suficiente, las puntas de flecha deben situarse dentro de los límites de la línea de cota. Si no se dispone de espacio, se deben situar en el exterior de la línea de cota, apuntando hacia la línea auxiliar, y si aún así no se dispone de espacio, se pueden sustituir por trazos oblicuos o por puntos (figura 6.8) o utilizar una línea de referencia que toque a la línea de cota, en cuyo extremo se sitúa la cifra de cota.

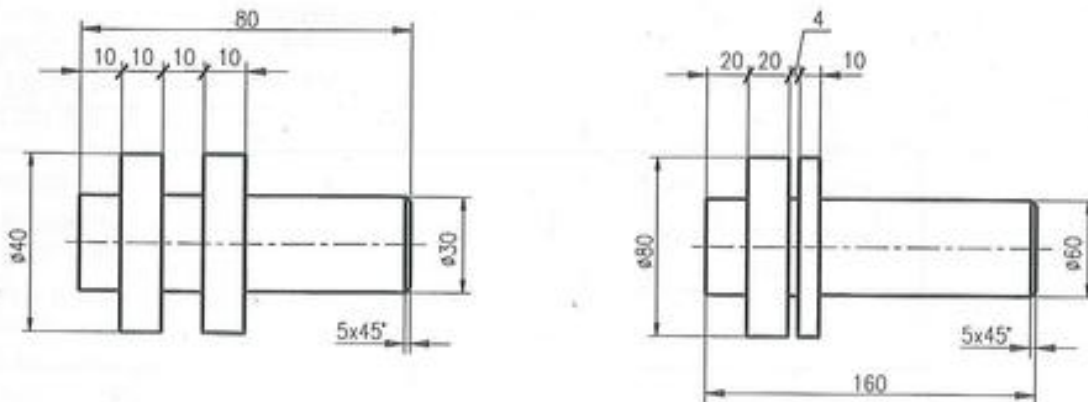


FIGURA 6.8. Distintas disposiciones de cifras de cotas y de extremos de línea de cota cuando no se dispone de espacio suficiente.

Se debe utilizar siempre el mismo tipo de punta de flecha dentro del mismo dibujo.

Las cifras de cota deben poder leerse con facilidad, y es conveniente que su tamaño sea proporcional al tamaño del dibujo (figura 6.9).

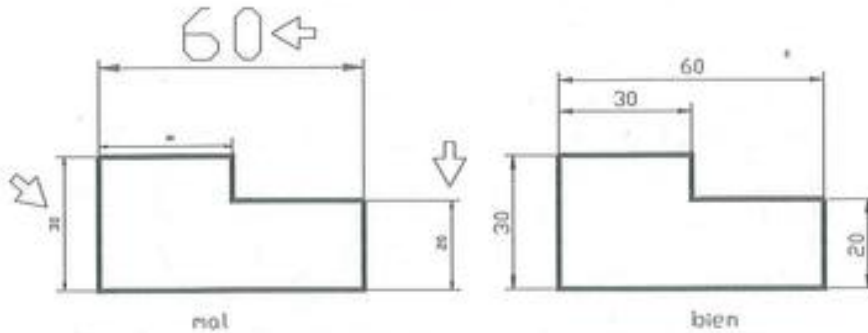


FIGURA 6.9. Tamaño de cifras de cota.

La disposición de las cifras de cota se puede realizar de dos formas, según se detalla en los dos métodos descritos a continuación. Puede elegirse cualquiera de ellos, pero teniendo en cuenta que no se pueden mezclar en un mismo plano.

MÉTODO 1

Las cifras de cota deben situarse paralelamente a la línea de cota, centradas y encima de ésta. Las cifras o letras que definen la cota deben disponerse de tal forma que se puedan leer de izquierda a derecha y de abajo arriba (figura 6.10).

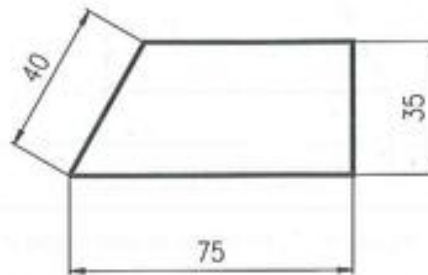


FIGURA 6.10. Situación de las cifras de cota en el método 1.

Las cotas que definen dimensiones oblicuas se posicionan como se muestra en la figura 6.11.

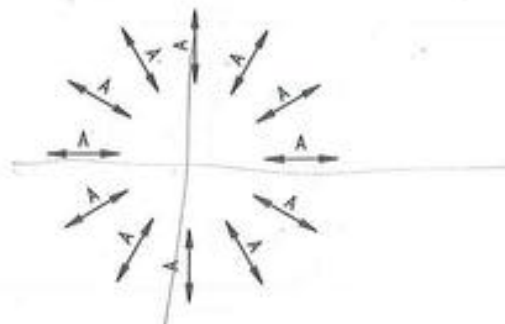


FIGURA 6.11. Disposición de las cifras de cota en cotas oblicuas según el método 1.

Las cotas que definen magnitudes angulares se pueden disponer de acuerdo con cualquiera de las dos formas indicadas en la figura 6.12. La cifra en este caso debe ir acompañada del símbolo de grados sexagesimales $^{\circ}$.

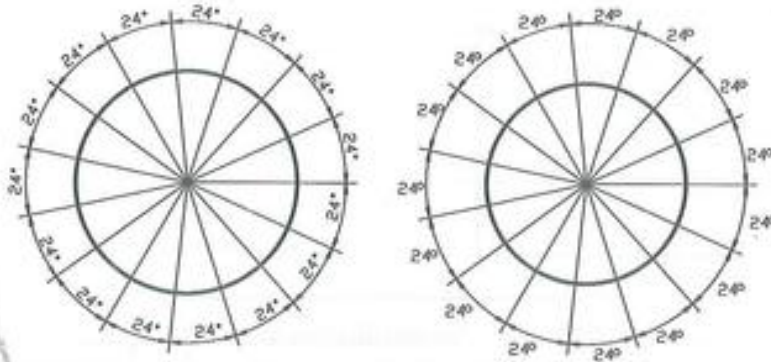


FIGURA 6.12. Posición de las cifras en acotaciones angulares según el método 1.

MÉTODO 2

Las cifras de cota deben disponerse siempre horizontalmente, centradas con respecto a la línea de cota. Cuando la línea de cota es horizontal se sitúan encima de ésta, y cuando es oblicua o vertical, se interrumpe la línea de cota y se sitúa la cifra de cota preferentemente en el medio (figura 6.13).

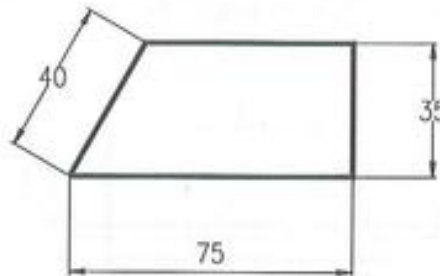


FIGURA 6.13. Colocación de las cifras de cota según el método 2.

Las cotas que definen magnitudes angulares se dispondrán de acuerdo con cualquiera de las formas indicadas en la figura 6.14. La cifra en este caso debe ir acompañada del símbolo de grados sexagesimales $^{\circ}$.



FIGURA 6.14. Posición de las cifras en acotaciones angulares según el método 2.

Cuando se acota sobre un medio corte o sobre una vista de una pieza simétrica, las líneas de cota de los elementos afectados se prolongan ligeramente sobre el eje de simetría, omitiéndose la segunda flecha, como se puede apreciar en la figura 6.15.

En cualquier caso, la cifra de cota representa la magnitud real entre los dos elementos simétricos acotados.

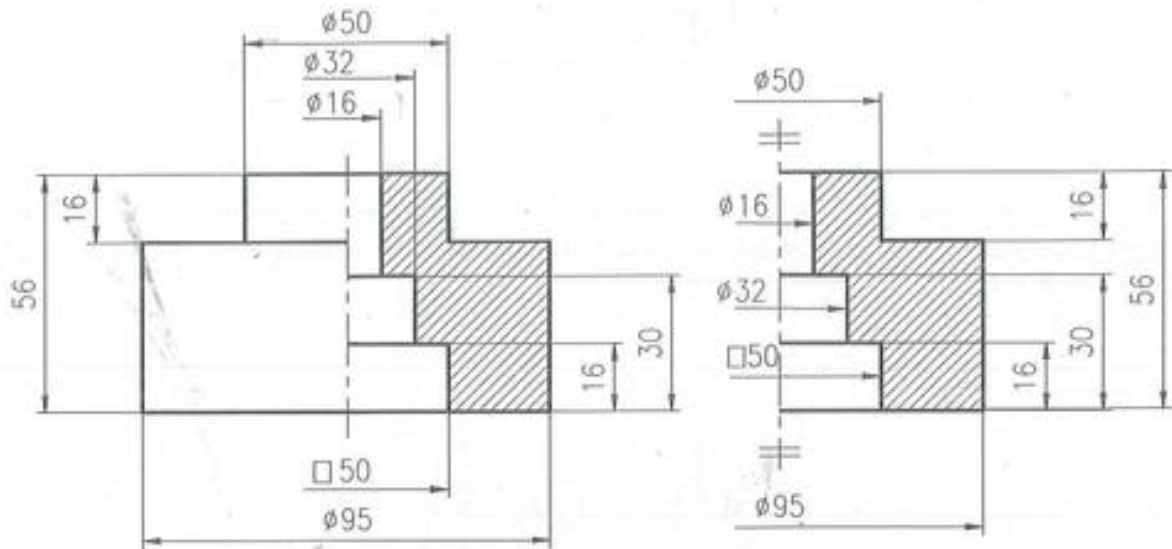


FIGURA 6.15. Acotación de piezas con medios cortes y vistas simétricas.

Cuando se produzca una acumulación de cotas paralelas sobre una vista, éstas se pueden disponer según aparece en la figura 6.16, trazando incompletamente las líneas de cota, situando la cifra de cota más cerca de la punta de flecha, y situando las cotas alternativamente una a cada lado.

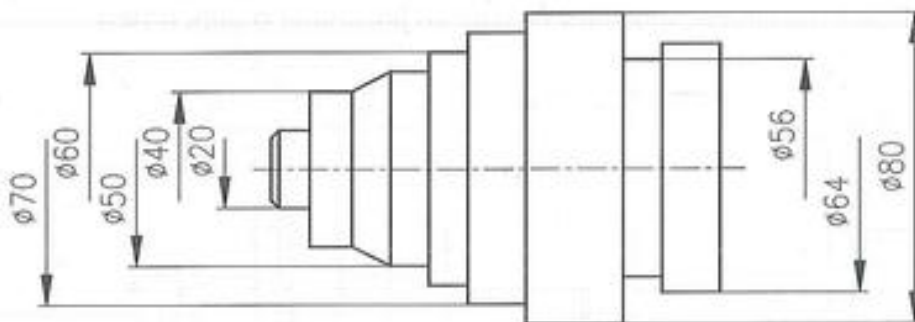


FIGURA 6.16. Acumulación de cotas paralelas.

Hay que tener un especial cuidado para que las cifras de cota estén siempre claras ya que de este modo se evitan errores de interpretación. Por este motivo, y si es necesario, se pueden desplazar dichas cifras para evitar ser cortadas por una línea de eje, como sucede en la figura 6.17.

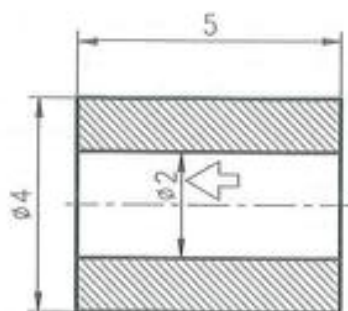


FIGURA 6.17. Las cifras de la cota se deben desplazar para facilitar su lectura.

No se debe rayar por encima de la cifra de cota si se sitúa ésta sobre un corte o sección (figura 6.18). Se recomienda no acotar en la zona rayada o interrumpir el rayado en la zona para que la cifra de cota se vea claramente.

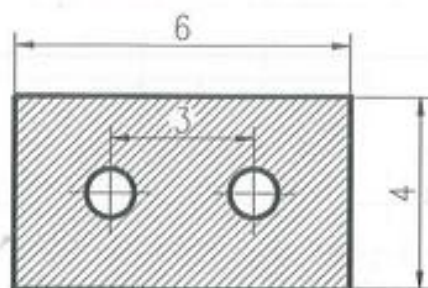


FIGURA 6.18. Colocación de la cifra de cota dentro de una zona rayada.

La cifra de cota (figura 6.19) se debe situar siempre que sea posible entre los dos extremos de la línea de cota. Cuando por el tamaño del dibujo no pudiera dibujarse así, se podrá situar fuera (cota de valor 10 en las figuras 6.19a y 6.19b), en el extremo de una línea de referencia (cota de valor 4 en las figuras 6.19a y 6.19b). Cuando se utiliza el método 2, la cifra de cota podrá situarse en la prolongación de la línea de cota cuando no se disponga de espacio para la interrupción de una línea de cota no horizontal (figura 6.19b).

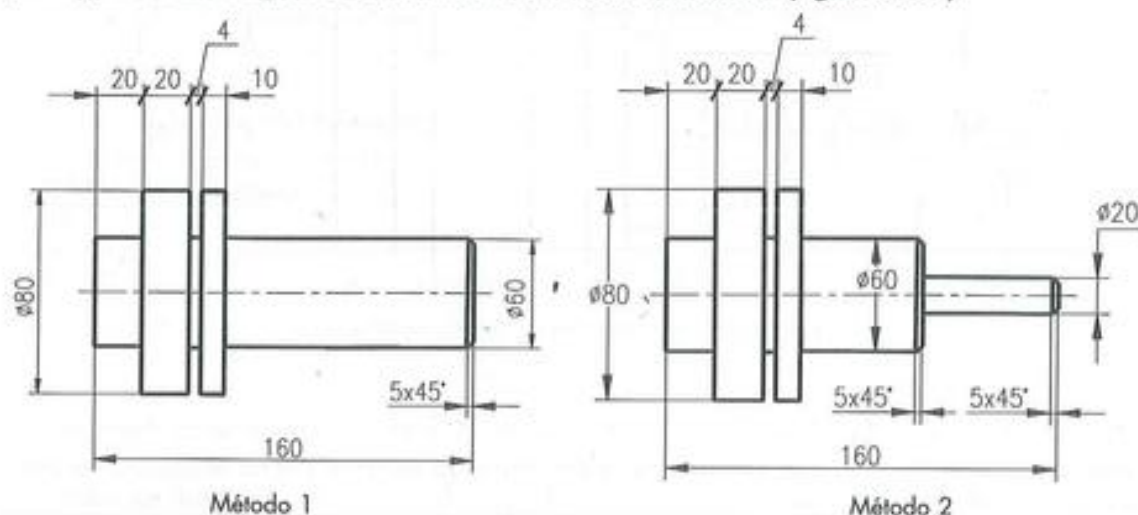


FIGURA 6.19. Distintas disposiciones de cifras de cotas y de extremos de línea de cota cuando no se dispone de espacio suficiente.

Cuando una parte del diseño no está representada a la misma escala que el dibujo, se debe colocar un trazo bajo la cifra subrayándola, que indique que la medida de papel y la cifra real no guardan ninguna relación (figura 6.20a).

Si se tiene que corregir una cota sobre un dibujo ya confeccionado, se tachará la primera con un trazo oblicuo de forma que pueda leerse el valor anterior, y se colocará el valor nuevo junto a éste (figura 6.20b).

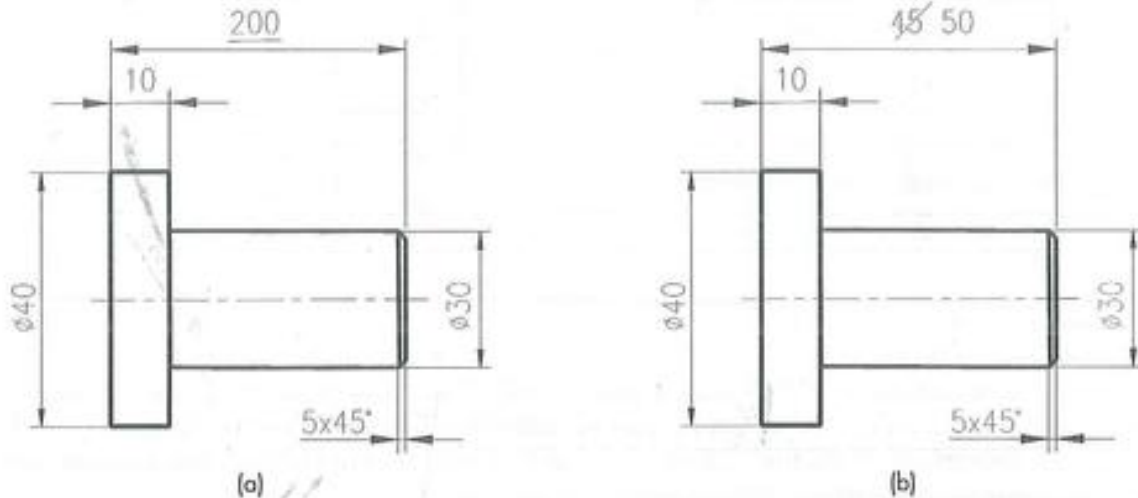


FIGURA 6.20. (a) Cotas fuera de escala. (b) Cotas corregidas.

6.1.2. Acotación de círculos, radios, arcos, cuadrados y esferas

Los cilindros y prismas de base cuadrada pueden ser acotados sin necesidad de dibujar la vista que los define, anteponiendo el símbolo ϕ o $\square$ a la cifra que define su diámetro o su lado respectivamente. En la figura 6.21 se representa un cilindro y en la figura 6.22 se presenta un prisma de base cuadrada.

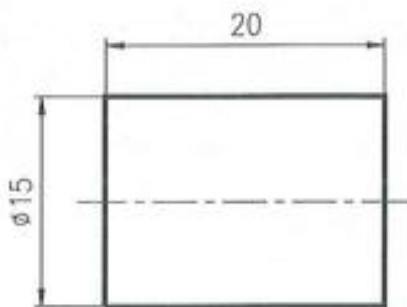


FIGURA 6.21. Uso del símbolo ϕ .

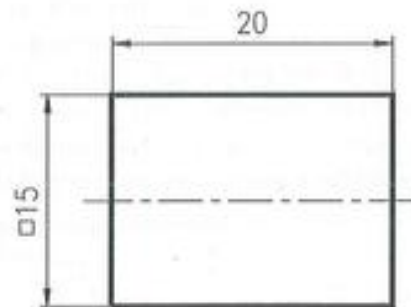


Figura 6.22. Uso del símbolo $\square$.

Estos símbolos de diámetro y de cuadrado se pueden omitir cuando la forma es suficientemente evidente (figura 6.23 y figura 6.24).

Los círculos se acotan en la vista en la que se representan como tales por medio de una cifra de cota que expresa su diámetro. Esta cota puede estar en el interior o en el exterior

del círculo y debe tener dos flechas (figura 6.23), salvo en el caso de círculos de tamaño muy pequeño, que pueden ser acotados con una línea de referencia con una flecha y poniendo el símbolo ϕ delante de su diámetro.

Si el dibujo no presenta ningún tipo de duda los cuadrados solamente necesitan la definición de uno de sus lados en la vista en que se ven como tales (figura 6.24). Si se presentara alguna duda de interpretación, se deben dar las cotas correspondientes a los dos lados.

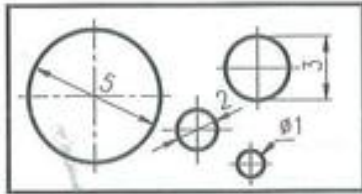


Figura 6.23. Acotación de círculos.

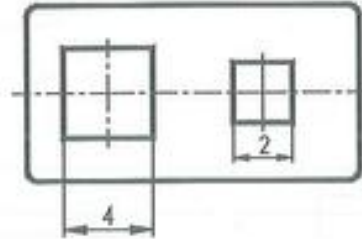


Figura 6.24. Acotación de cuadrados sin símbolo ϕ .

Los arcos menores de 180° se acotan por su radio. Los arcos mayores de 180° se acotan por su diámetro, con dos flechas y sin poner el símbolo ϕ (figura 6.25) si los dos extremos de la línea de cota están dentro del contorno del arco. Los arcos de 180° pueden acotarse por su radio o por su diámetro.

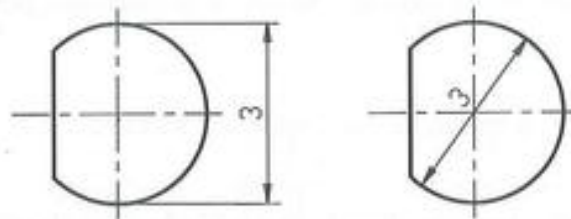


FIGURA 6.25. Acotación de arcos de más de 180° .

Si el arco es mayor o igual de 180° y la línea de cota se desea que pase por el centro del arco y un extremo está fuera del contorno del arco, se debe marcar la posición del centro y acotar el arco por medio del símbolo ϕ y el valor de su diámetro utilizando una línea de cota con una sola flecha situada en el extremo que toca al arco, y cuya longitud sobrepase ligeramente la posición del centro, según se puede apreciar en la figura 6.26a. También se puede prolongar el arco con una línea auxiliar circular y utilizar entonces la cifra de cota con dos puntas de flecha y la cifra de cota sin el símbolo ϕ .

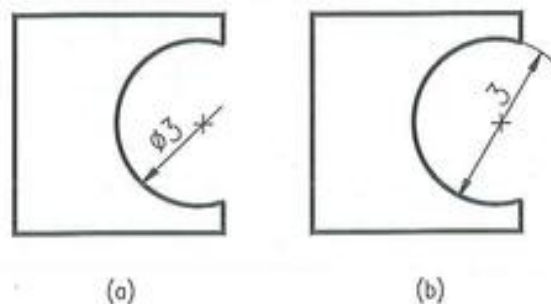


FIGURA 6.26. Acotación de un arco cuando la línea de cota sobrepasa el centro.

Cuando existen varios arcos concéntricos, se gana claridad acotando de esta última manera (figura 6.27).

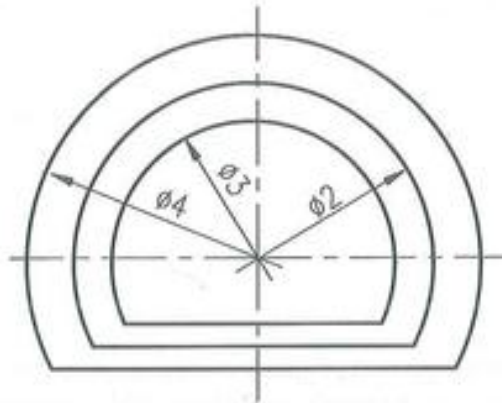


FIGURA 6.27. Acolación de diversos arcos.

Como regla mnemotécnica, se puede decir que siempre que un diámetro se acote con una línea de cota que utilice una única punta de flecha, se debe utilizar el símbolo ϕ .

Los arcos menores de 180° se acotan con una cifra de valor igual a su radio. La letra mayúscula R se utiliza en este caso como símbolo. Cuando se acote un radio, independientemente de que se indique o no la posición de su centro, se debe anteponer siempre la letra R a la cifra de cota. La línea de cota debe tener la flecha tocando el contorno del arco y puede estar en el interior o en el exterior del elemento, dependiendo del tamaño del elemento en cuestión (figura 6.28).

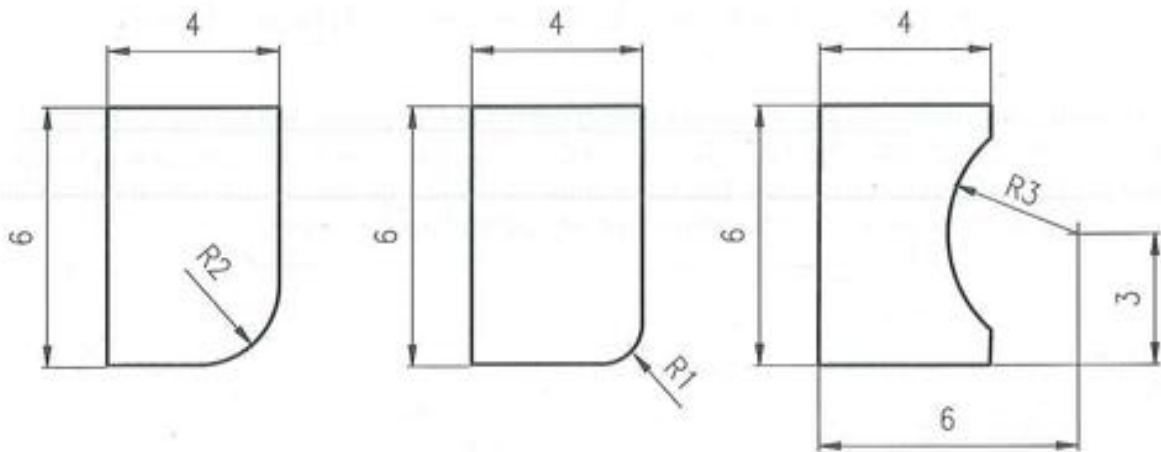


FIGURA 6.28. Acolación de radios.

Las esferas se acotan anteponiendo a la cifra que define el radio o el diámetro la letra mayúscula S el símbolo R o ϕ que corresponda (figura 6.29), es decir, utilizando los símbolos SR o S ϕ .

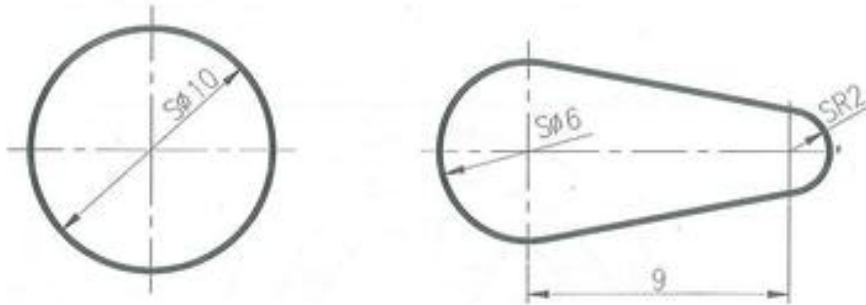


FIGURA 6.29. Acotación de esferas.

Las magnitudes correspondientes a segmentos circulares se deben acotar como se muestra en la figura 6.30 (longitud de la cuerda en la figura 30a, ángulo en la figura 30b y longitud del arco en la figura 30c).

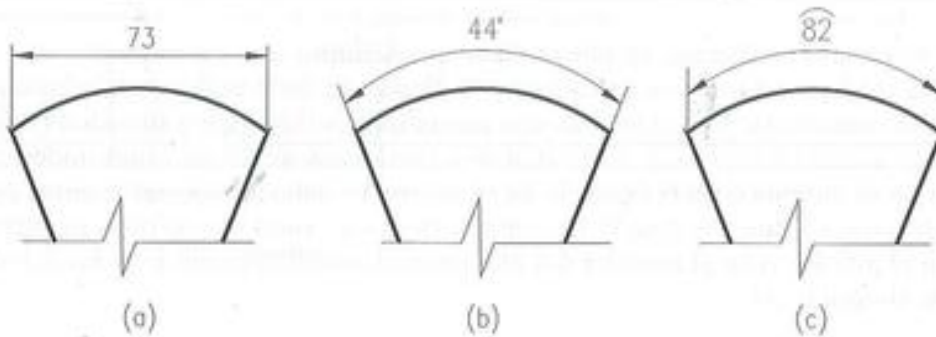


FIGURA 6.30. (a) Acotación de cuerda. (b) Acotación de ángulo. (c) Longitud del arco.

Cuando los centros de los arcos están fuera del dibujo, se puede dibujar una línea de cota quebrada, con el valor del radio (figura 6.31) marcando la posición del centro desplazado sobre la línea donde se encuentra. Los dos tramos de la línea quebrada que van en dirección radial deben ser paralelos, y el tramo que los une perpendicular a ambos.

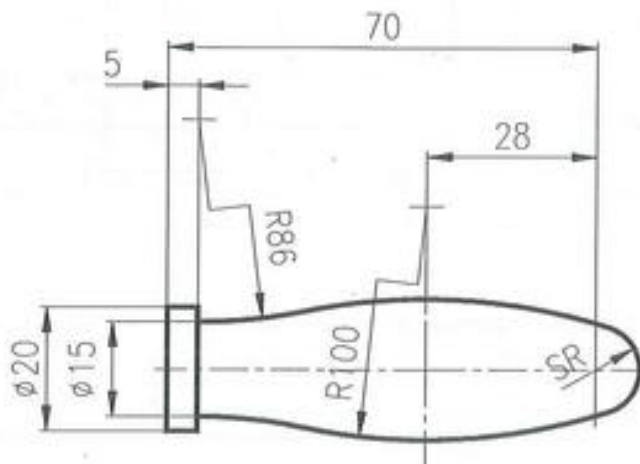


FIGURA 6.31. Acotación de arcos de gran radio.

Cuando la cota de un radio se deduzca de otras cotas, ésta se deberá indicar con la línea de cota y el símbolo R, sin consignar el valor del radio (figura 6.31 y figura 6.32). El criterio es igualmente válido para esferas, donde se utilizan entonces los símbolos SR y Sφ sin el valor del radio (figuras 6.31, 6.32 y 6.44).

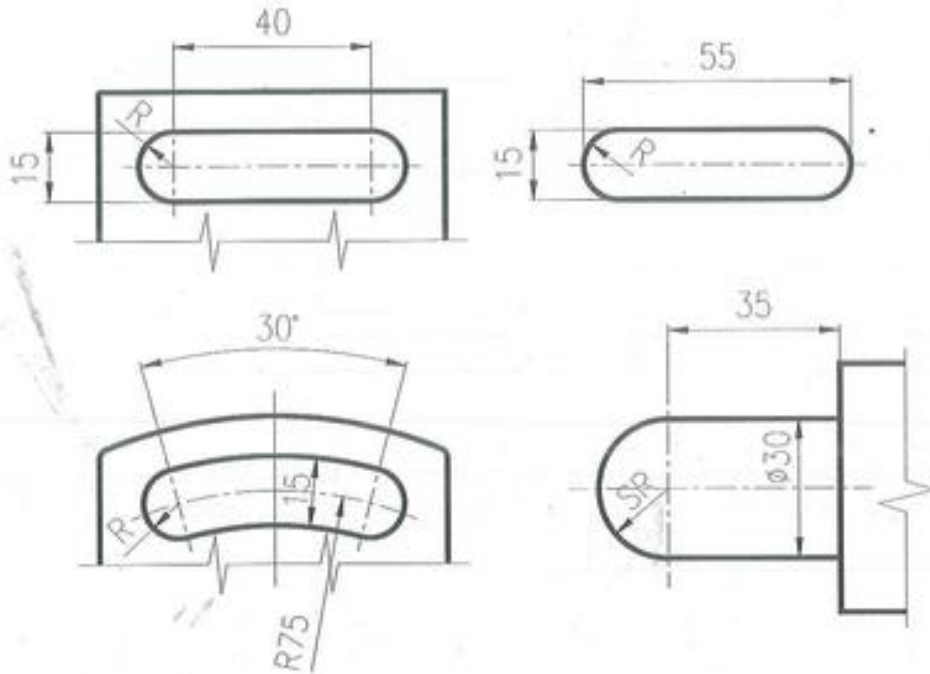


FIGURA 6.32. Radio deducido a partir de otras cotas.

6.1.3. Disposición general de las cotas

Existen diversas formas de disponer las cotas en un plano de ingeniería:

- En serie o en cadena.
- En paralelo.
- Por coordenadas.
- Combinando los sistemas anteriores.

La acotación en serie (figura 6.33) consiste en situar una cota tras otra sobre la misma dirección. Se permite su utilización cuando la acumulación de tolerancias no afecta a la aptitud de empleo de la pieza. Pueden utilizarse cualquier punta de flecha salvo la flecha a 90°. No tiene sentido acotar en serie elementos que no estén relacionados entre sí.

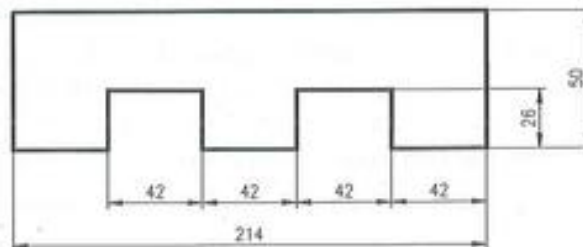


FIGURA 6.33. Acotación en serie.

Se utiliza la acotación en paralelo cuando existe un elemento de referencia común para efectuar las medidas, como por ejemplo en piezas se fabrican por torneado (figura 6.34).

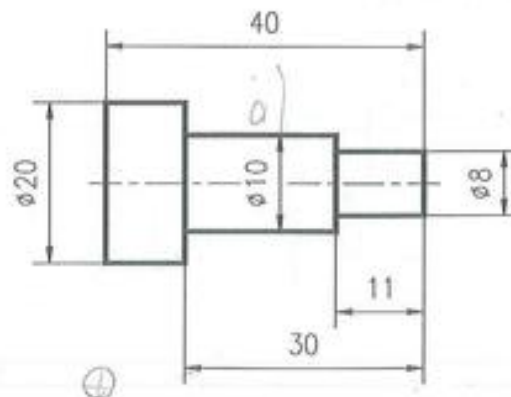


FIGURA 6.34. Acotación en paralelo.

La acotación de cotas acumulativas superpuestas es un caso particular de acotación en paralelo que se puede utilizar cuando no se dispone de espacio suficiente (figura 6.35).

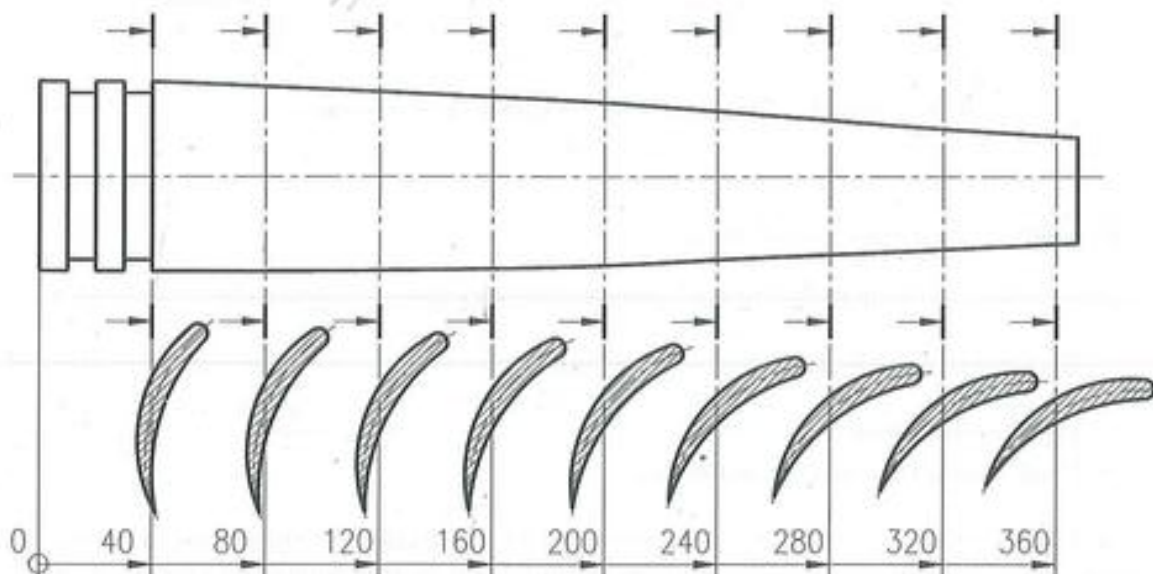


FIGURA 6.35. Acotación por cotas acumulativas superpuestas.

Se debe indicar el origen mediante el símbolo utilizado en las figuras 6.35, 6.36 y 6.37, y el extremo opuesto de cada cota debe terminar en una punta de flecha. Las cifras de cota pueden disponerse cerca de la flecha, alineadas con la línea auxiliar, o cerca de la flecha, encima de la línea de cota y alineada con ésta (figura 6.36).

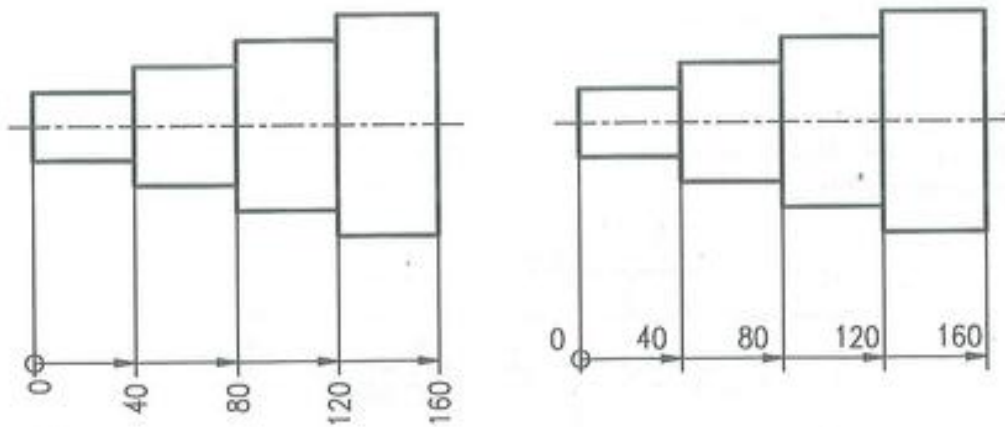


FIGURA 6.36. Disposición de las cifras de cota en acotación por cotas acumulativas superpuestas.

En determinados casos puede utilizarse la acotación acumulativa superpuesta en dos direcciones (figura 6.37).

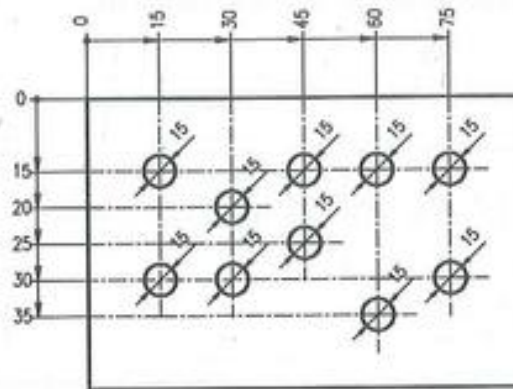


FIGURA 6.37. Acotación acumulativa superpuesta en dos direcciones.

En determinados procedimientos de fabricación, como el punzonado, la soldadura por puntos, etc., es muy útil la situación de los elementos por coordenadas, pudiendo disponerse las cotas tal y como se veía en la figura 6.37 o mediante la acotación por coordenadas donde se utiliza una tabla con las mismas, como en la figura 6.38.

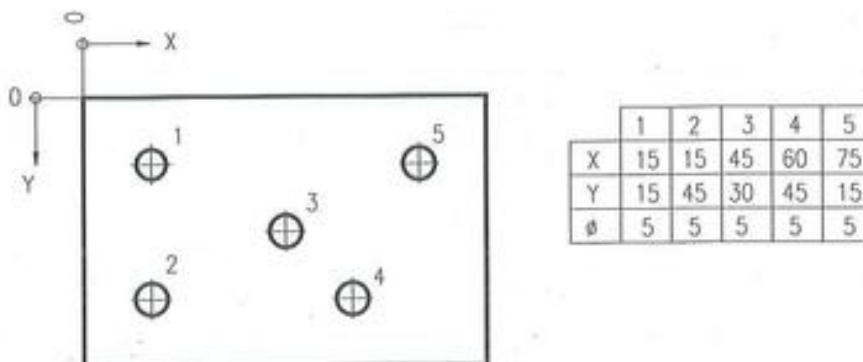


FIGURA 6.38. Acotación por coordenadas.

6.1.4. Elementos equidistantes y elementos repetitivos

Si se tienen elementos igualmente distribuidos a lo largo de una línea, basta con acotar uno de ellos y añadir una cota cuyo valor será la distancia que hay entre el primer elemento y el último, expresada de la siguiente forma: n° de huecos $\times$ distancia entre huecos (= distancia total) (figura 6.39).

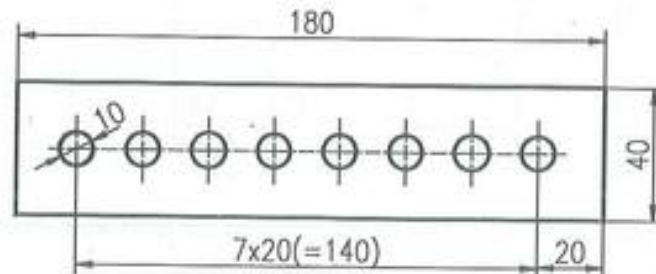


FIGURA 6.39. Acotación de elementos igualmente distribuidos.

Si existe riesgo de confusión entre la longitud de un intervalo y el número de intervalos, se debe acotar además la longitud del intervalo (figura 6.40).

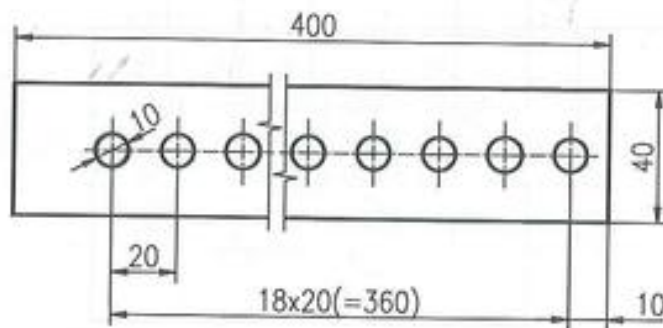


FIGURA 6.40. Acotación de elementos igualmente distribuidos con riesgo de confusión entre amplitud de intervalo y número de intervalos.

Si se tienen elementos igualmente distribuidos en un arco, basta con acotar uno de ellos y añadir una cota cuyo valor será el ángulo que hay entre el primer elemento y el último, expresada de la siguiente forma: n° de huecos $\times$ ángulo entre huecos (= ángulo total) (figura 6.41).

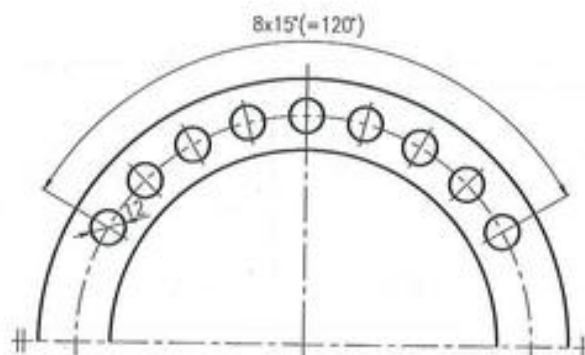


FIGURA 6.41. Acotación de elementos igualmente distribuidos sobre un arco.

Las cotas de intervalo angular se pueden omitir si no hay riesgo de ambigüedad, como por ejemplo en los elementos distribuidos uniformemente en una circunferencia (figura 6.42).

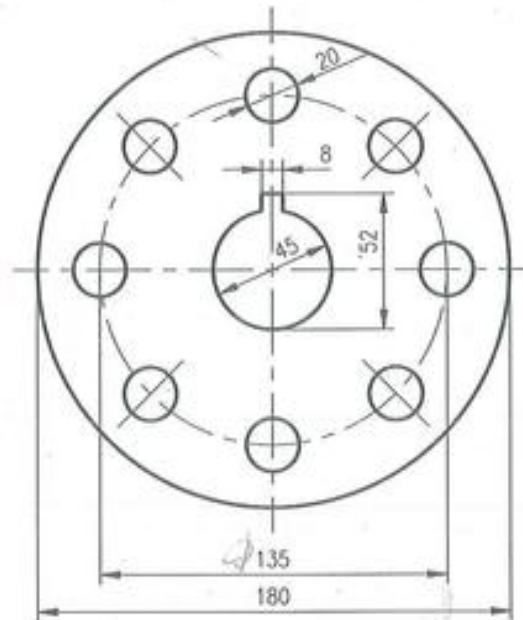


FIGURA 6.42. Acotación de elementos igualmente distribuidos sobre una circunferencia.

Los intervalos circulares pueden acotarse indirectamente indicando el número de elementos (figura 6.43). Esta indicación se realiza siempre que se considere que puede haber algún riesgo de confusión, como por ejemplo cuando no se ven todos los elementos por haberse utilizado una vista de una pieza simétrica (figura 6.43). Se pone también la indicación del número de elementos cuando éstos están sometidos a tolerancias (figura 6.49).

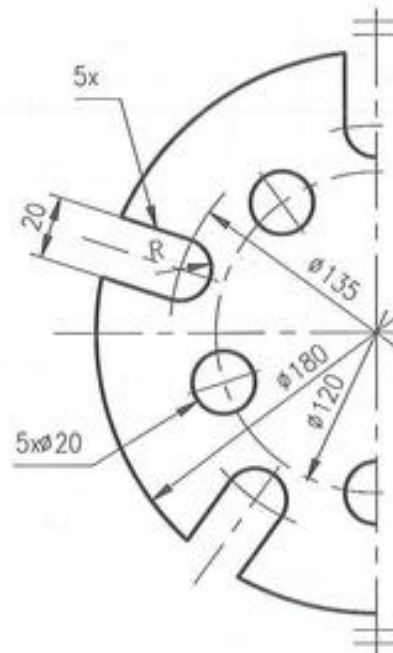


FIGURA 6.43. Acotación de intervalos circulares por indicación del número de elementos.

Si se presentan un grupo de elementos de igual dimensión, aunque no estén distribuidos uniformemente, se puede definir solamente uno de ellos e indicar el número de los mismos tal y como se muestra en la figura 6.44.

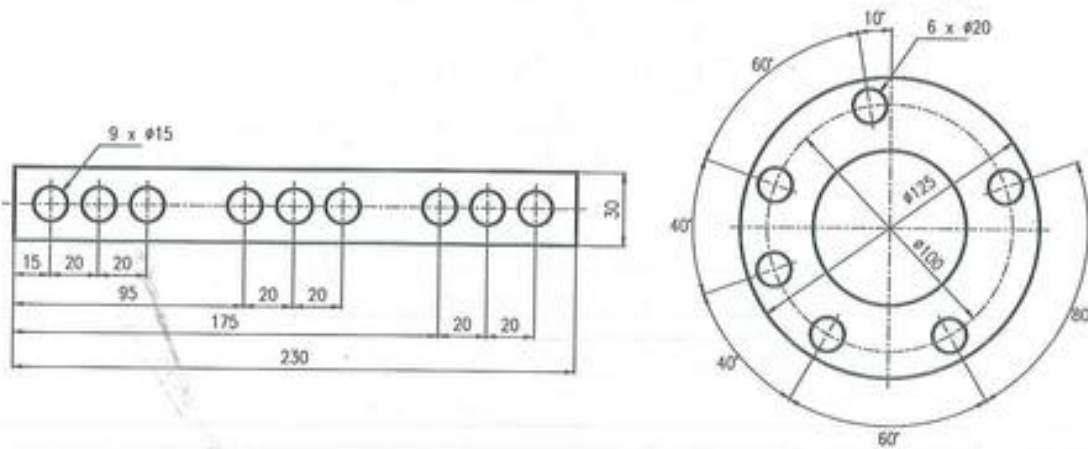


FIGURA 6.44. Acotación de elementos repetitivos.

6.1.5. Chaflanes y avellanados

Los chaflanes se acotan indicando la altura del chaflán (medido según el eje principal de la pieza) y el ángulo de realización (figura 6.45) o mediante el diámetro y el ángulo especificados en la figura 6.45.

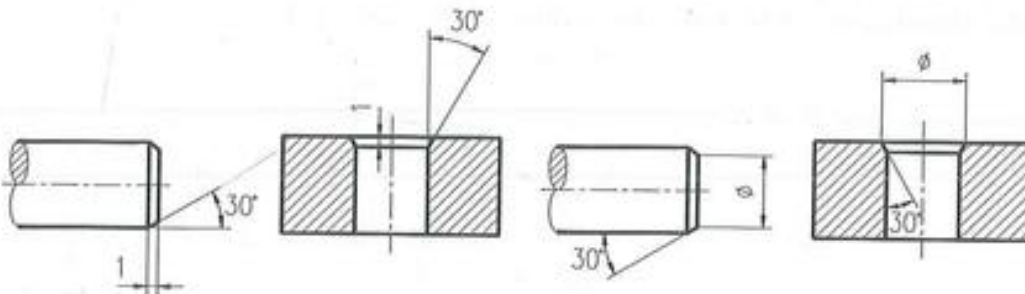


FIGURA 6.45. Acotación de chaflanes.

Si el chaflán tuviera un ángulo de 45°, la acotación se simplifica como se indica en la figura 6.46.

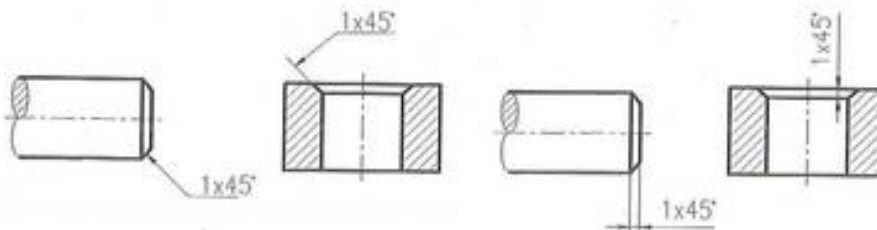


FIGURA 6.46. Acotación de chaflanes a 45°.

Los avellanados cónicos se acotan de una de las dos formas indicadas en la figura 6.47.

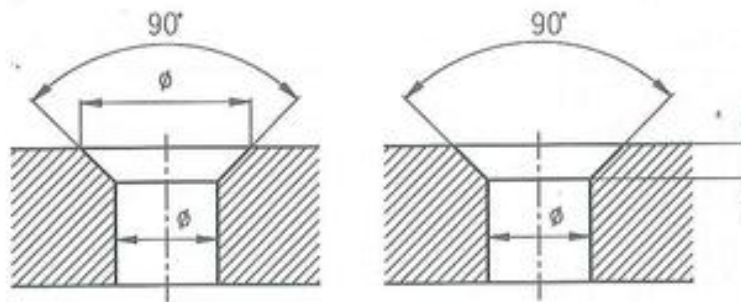


FIGURA 6.47. Acotación de un agujero avellanado.

6.1.6. Inclinación y conicidad

Se define la *conicidad* como la relación que existe entre la diferencia entre dos diámetros de un tronco de cono y su altura (ver norma UNE 1-122). Por su parte *inclinación* se define como la relación que existe entre la diferencia de dos alturas perpendiculares a la base y la distancia entre ellas. Tanto la conicidad como la inclinación se expresan en fracciones de 1 (1:50, 2:1, etc.). De esta forma se puede definir el cono o el plano inclinado por dos condiciones geométricas y la conicidad o la inclinación respectivamente (figura 6.48). La conicidad se expresa mediante el símbolo ∇ , y la inclinación mediante el signo $\triangle$ seguido de una fracción que expresa su valor, y aparecen orientados según la conicidad o la inclinación.

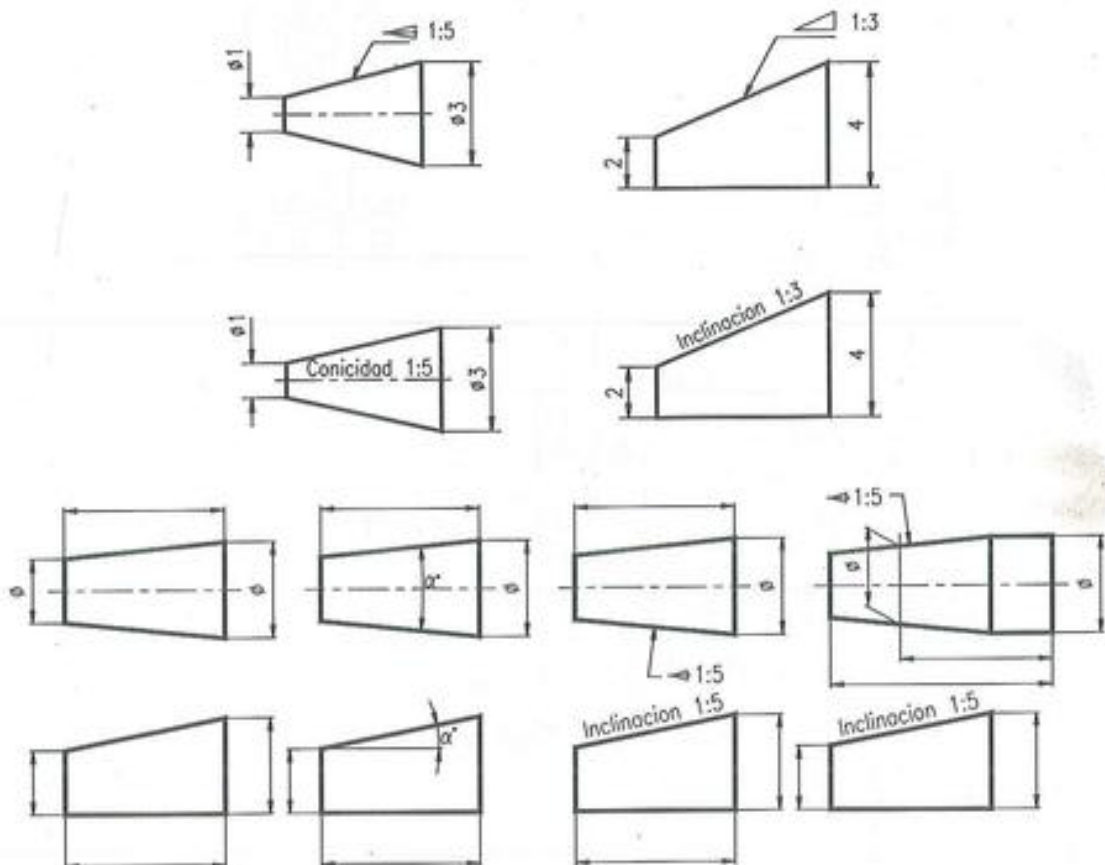


FIGURA 6.48. Acotación de elementos cónicos e inclinados.

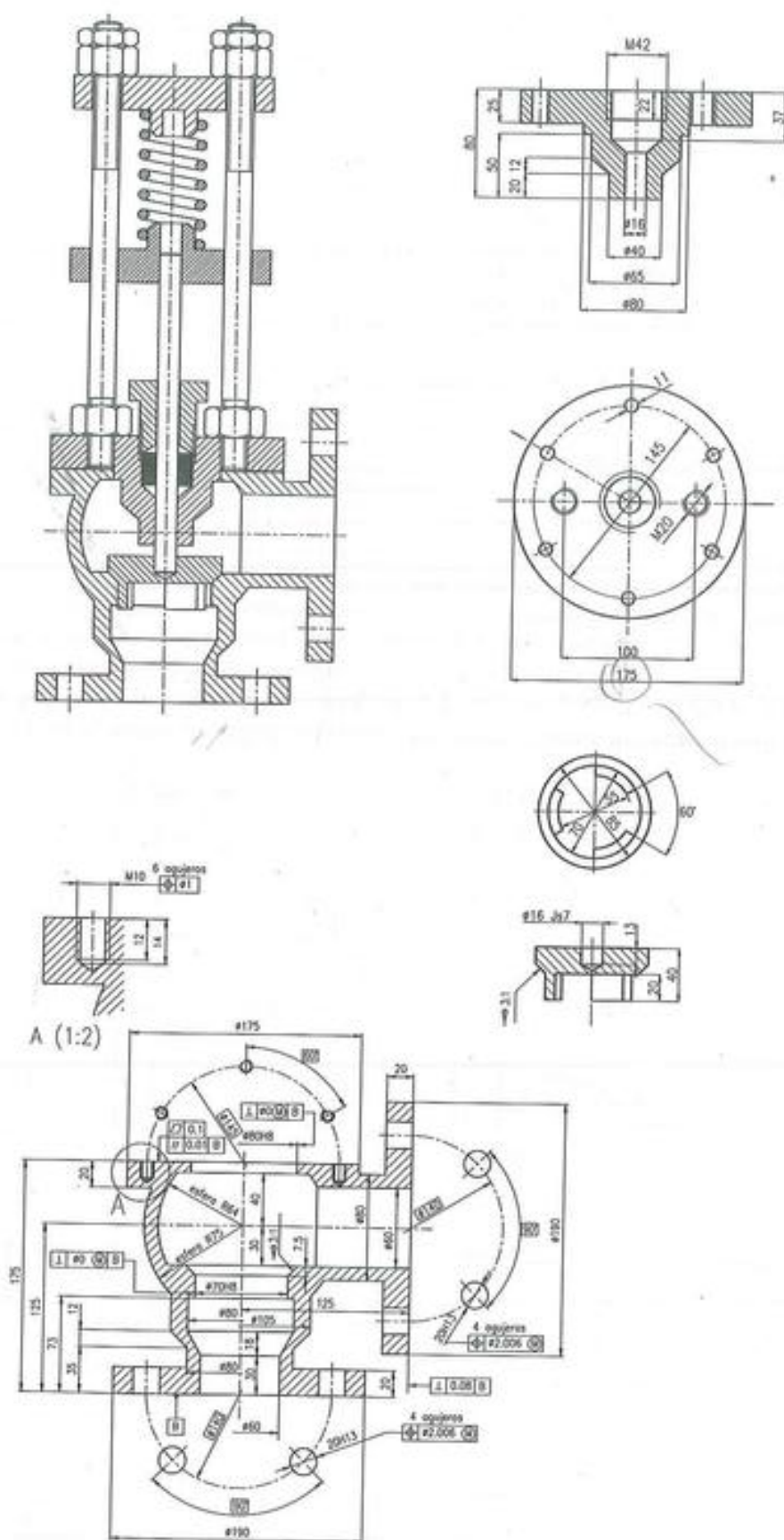


FIGURA 6.49. Acotación de elementos cónicos.

Para definir un elemento troncocónico pueden utilizarse varias magnitudes: la abertura del cono, dada por su ángulo o por su conicidad, el diámetro mayor, el diámetro menor, el diámetro en un plano de referencia dado, que puede estar dentro del elemento cónico o fuera de éste, debiéndose fijar la cota de posición de este plano de referencia, y por último, la longitud del elemento cónico. Se necesitan tres cotas para definir un elemento troncocónico, salvo en caso de utilizar la sección de referencia, en cuyo caso son precisas cuatro cotas. La elección de las magnitudes que se van a utilizar depende de cada pieza y de cada diseño y en concreto de las condiciones funcionales del mismo. Se especifica el ángulo o la conicidad (las dos cotas tienen el mismo significado) cuando en el plano de conjunto se tiene un acoplamiento cónico entre dos elementos y es importante la tolerancia de la magnitud angular. Si el elemento troncocónico no tiene acoplamiento con ningún otro elemento, es mejor definirlo por sus dos diámetros y la altura. En la figura 6.49 aparecen ejemplos de acotación de elementos cónicos.

Del mismo modo, para definir un plano inclinado, también pueden utilizarse varias magnitudes: altura del lado menor, altura del lado mayor, longitud del elemento y ángulo de inclinación o la inclinación (figura 6.50). Se debe elegir un juego de tres magnitudes para definir el elemento. Lo mismo que para la conicidad, la elección de las magnitudes a acotar dependerá de las condiciones de funcionalidad y tolerancias del diseño. Se deberá elegir la acotación por inclinación o ángulo en aquellos elementos en los que hay un acoplamiento de un plano inclinado.

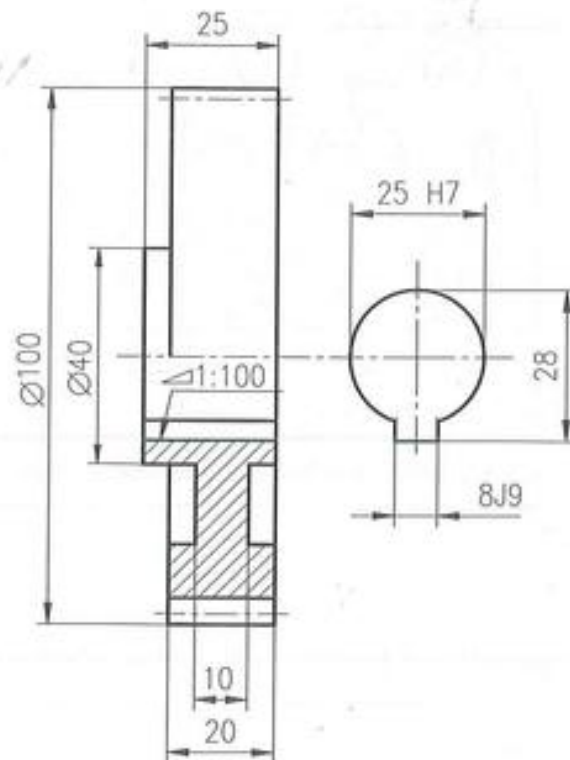


FIGURA 6.50. Acotación de elementos por inclinación.

6.1.7. Otras indicaciones

A veces se pueden sustituir las cifras de las cotas por letras, sobre todo cuando esa medida se repite varias veces, indicándolo en una leyenda aparte (figura 6.51).

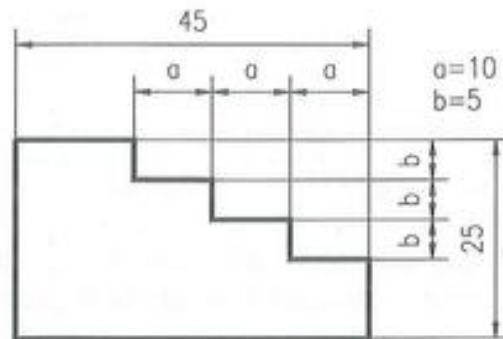


FIGURA 6.51. Si existe una medida repetida, ésta puede ser sustituida por una letra acompañada de su respectiva leyenda.

De la misma forma, también pueden utilizarse líneas de referencia terminadas en letras que identifican las dimensiones de elementos (figura 6.52).

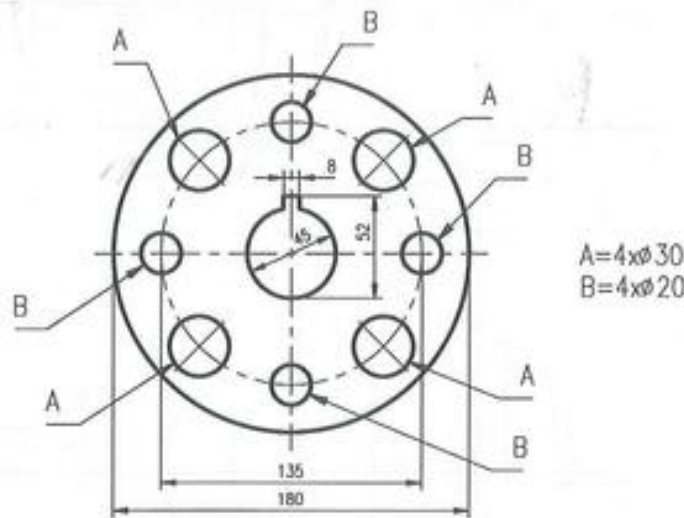


FIGURA 6.52. Líneas de referencia terminadas en letras.

6.1.8. Acotación de perfiles

Para acotar un perfil cualquiera se pueden seguir varios métodos (figura 6.53):

- Acotar los radios de curvatura sucesivos y las cotas necesarias para localizar cada elemento de la curva (se debe tener en cuenta que si se tienen radios deducidos geoméricamente de la pieza, solamente se indican con la letra mayúscula R):

En el caso de que el perfil no se pueda definir por un conjunto de radios de tangencia y sea necesario definirlo por coordenadas, podemos hacer lo siguiente:

- Situar una serie de cotas acumulativas superpuestas, en un sistema de coordenadas rectangular o polar, que definan una serie de puntos por donde pase el perfil, acotando todas las dimensiones de los puntos de este perfil.

- Realizar una acotación por coordenadas, rectangulares o polares, de los puntos que definan el perfil.

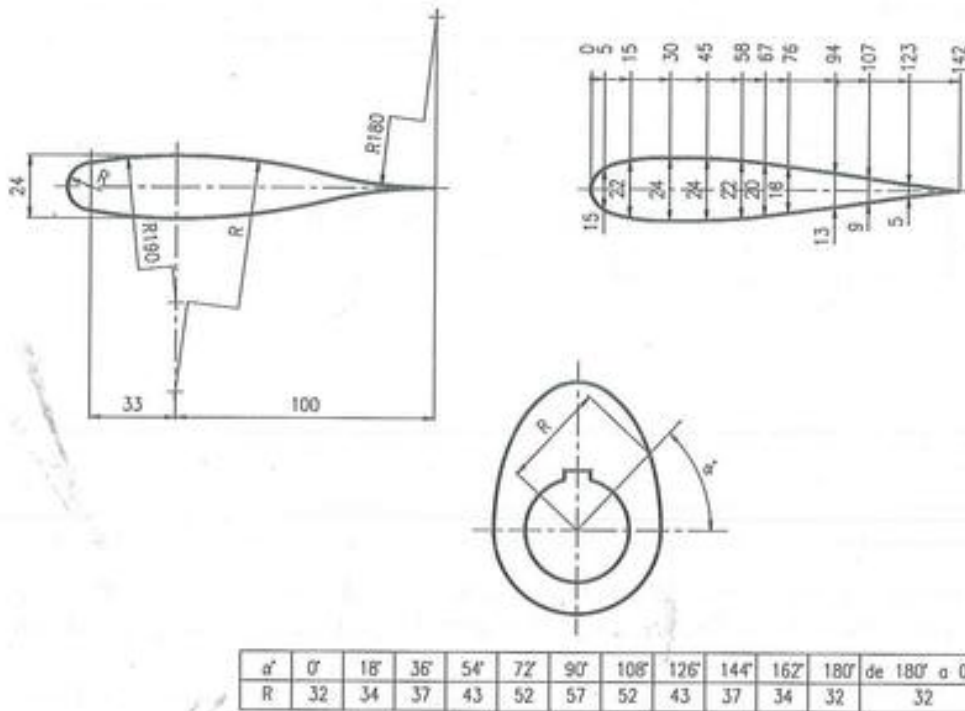


FIGURA 6.53. Acotación de perfiles.

6.2. Metodología de acotación

Para poder realizar una correcta acotación, es necesario analizar la pieza y determinar su construcción a partir de unas piezas geoméricamente elementales que se denominan *componentes primitivas*.

Este planteamiento está basado en la llamada *geometría constructiva de sólidos*, que permite construir todo tipo de cuerpos piezas como el resultado de las operaciones de unión, sustracción e intersección de cuerpos geoméricamente más sencillos.

Estas primitivas pueden ser cuerpos sencillos tales como esfera, cilindro, prisma, toro o cono (figura 6.54), o bien pueden ser una combinación de cuerpos que resultan de seleccionar un método de fabricación (figura 6.55).

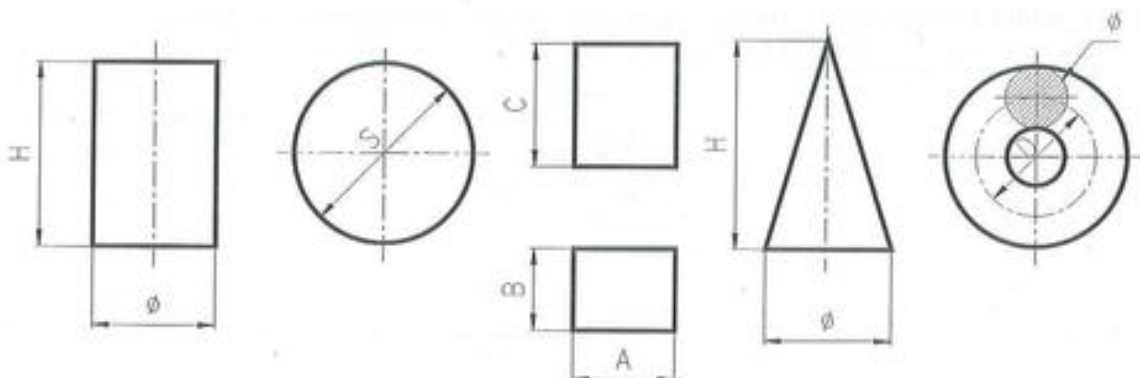


FIGURA 6.54. Algunas primitivas básicas.

En la figura 6.55 se muestra una primitiva denominada agujero pasante (producto de realizar un taladro), agujero ciego, matriz polar y rectangular, que es una combinación de cuerpos sencillos que se distribuyen igualmente alrededor de un círculo (matriz polar) se sitúan en los vértices de un paralelogramo (matriz rectangular). También se pueden utilizar elementos que dan lugar a las ranuras de los distintos chaveteros.

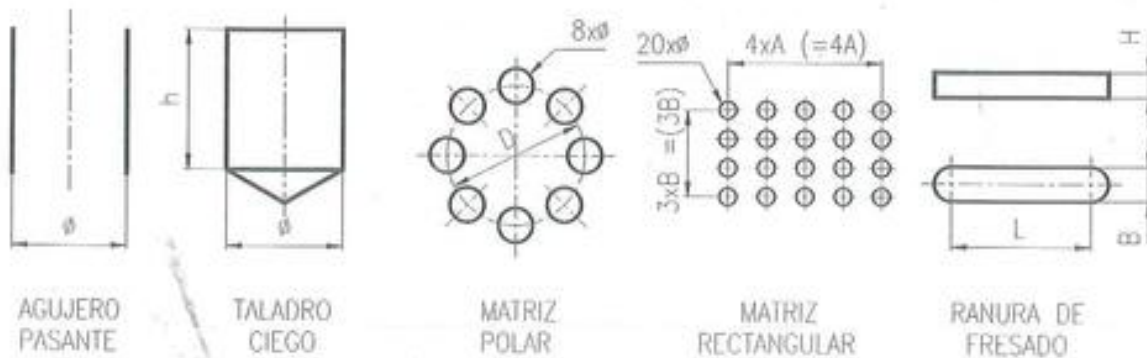


FIGURA 6.55. Algunas primitivas adicionales.

Una pieza será resultado de la combinación de las distintas primitivas. Las vistas que definen la pieza deben ser también una combinación de las vistas que definen cada una de sus primitivas.

Las primitivas, como cualquier otra pieza, se acotan. Al ser cuerpos sencillos su acotación es fácil y no presenta ninguna dificultad. Para poder definir todas sus cotas será necesario determinar las vistas en las que se van a situar las cotas.

Se puede establecer que la acotación de una pieza "compleja" es igual a la acotación de todas las primitivas que la componen, denominadas cotas dimensionales, más una serie de cotas, denominadas cotas de posición, que representan el lugar relativo que ocupan unas primitivas respecto de las otras. Las cotas de la pieza en estudio se pueden descomponer entonces en:

$$\text{Cotas totales} = \sum \text{Cotas geométricas de primitivas} + \sum \text{Cotas de posición}$$

Este método requiere un estudio previo de la geometría de la pieza a acotar. Se debe determinar qué primitivas lo forman y en qué secuencia se combinan. Una vez decidido esto se "arrastran" las cotas de las primitivas sobre las vistas de la pieza y se añaden las cotas de posición de éstas. Este sistema ayuda también a decidir qué vistas son las necesarias para definir la pieza, ya que se utilizarán tantas vistas como necesiten sus primitivas para quedar definidas.

Con este método además de determinar todas las cotas necesarias y suficientes, se puede determinar cuántas vistas son necesarias para la determinación del conjunto.

Veamos un ejemplo correspondiente al cuerpo de válvula representado en la figura 6.56.



FIGURA 6.56. Cuerpo de válvula.

El primer paso (figura 6.57) consiste en la definición de una esfera de diámetro 100, centrada en el origen de coordenadas.



FIGURA 6.57. Paso 1: definición de la esfera central.

La segunda fase (figura 6.58) comprende la definición de dos cilindros. El primero de ellos, de eje horizontal, diámetro 40 y altura 140, situado con su eje coincidente con el horizontal, está centrado respecto al plano de simetría. El segundo cilindro tiene diámetro 40, altura indefinida y está situado sobre el eje vertical con la base superior a cota 80.

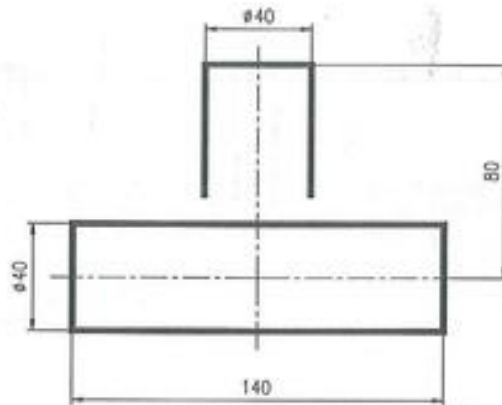


FIGURA 6.58. Paso 2: definición de los cilindros exteriores.

El tercer paso (figura 6.59) consiste en realizar la suma de todas las primitivas, obteniéndose el cuerpo de la figura 6.59. Hasta ahora se necesita una única vista, el alzado. Las cotas de la unión de cuerpos son las correspondientes a las dimensionales y posicionales de las primitivas sencillas.

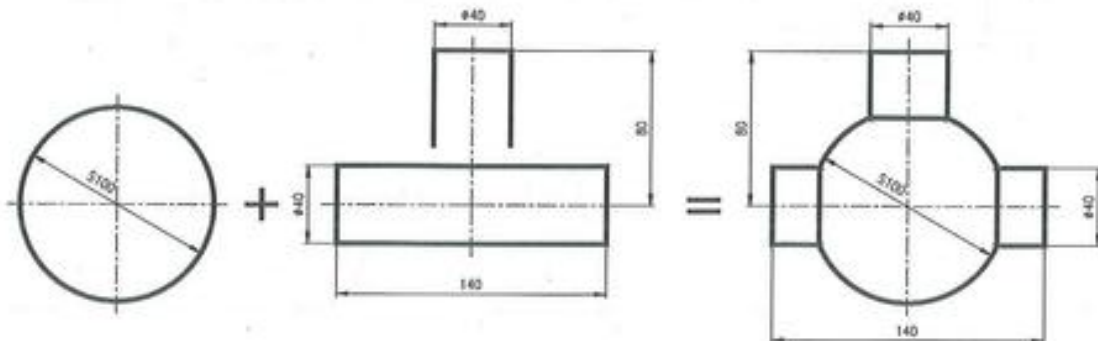


FIGURA 6.59. Paso 3: unión de la esfera con los cilindros exteriores.

Se realiza un taladro pasante (no necesita pues definir su longitud) de eje horizontal y diámetro 20, tal y como se representa en la figura 6.60. En este caso se mantiene una sola vista pero se incluye una media sección.



FIGURA 6.60. Paso 4: taladro interior horizontal.

Seguidamente se realiza un taladro vertical de diámetro 20 (figura 6.61), entrando desde la cara superior hasta el eje horizontal. Tampoco en este caso es necesario definir la altura. Se mantiene una vista con una media sección.

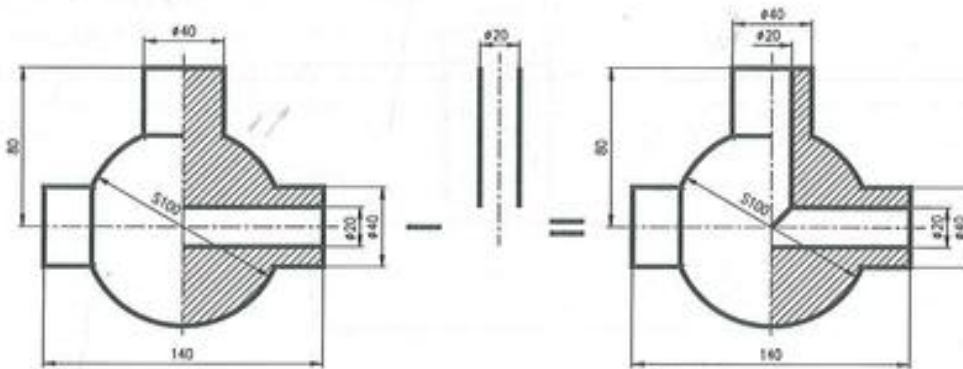


FIGURA 6.61. Paso 5: taladro vertical.

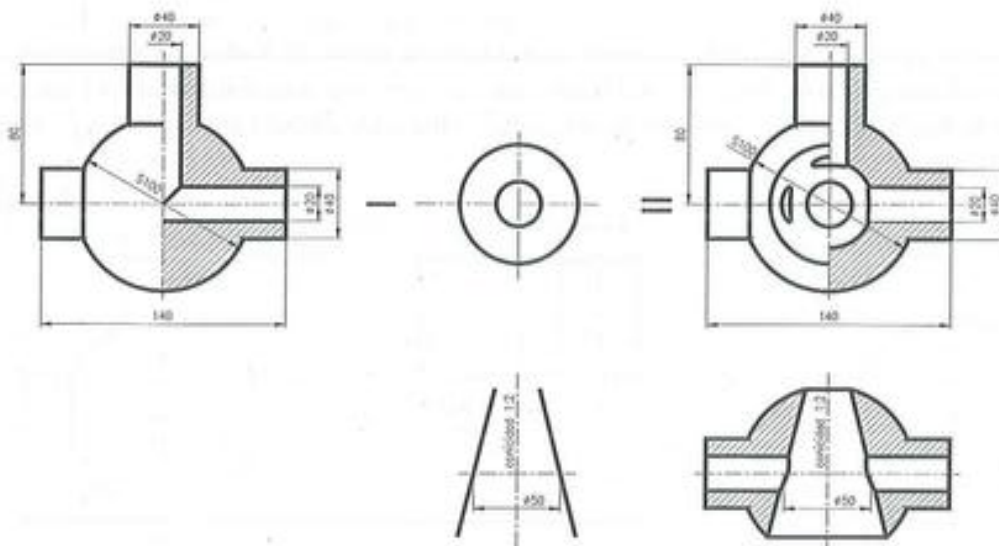


FIGURA 6.62. Cuerpo de válvula.

Posteriormente se realiza un taladro cónico de eje horizontal (figura 6.62), perpendicular a los otros dos. Por este motivo, es necesario definir una segunda vista seccionada, que en este caso será una planta. Se considera como superficie de referencia para el taladro la sección por el plano de simetría de la pieza.

Obsérvese cómo la metodología expuesta sirve para ir determinando de una forma lógica las cotas y las vistas necesarias y suficientes de la pieza que se está estudiando.

6.3. Influencia de la fabricación en la acotación

Una gran parte de los planos que se confeccionan en una oficina técnica son planos de fabricación o de taller, donde se indican los procesos que han de seguirse para la construcción de una pieza.

Debido a la gran cantidad de procesos de fabricación existentes a la hora de mecanizar una pieza, la selección del procedimiento dependerá del número de piezas que se van a fabricar, de las máquinas disponibles en el taller y de la experiencia del diseñador.

La fabricación va a condicionar totalmente la acotación de la pieza ya que todas aquellas cotas no funcionales deben ser las necesarias para la fabricación o verificación de la pieza. De esta forma, muchas de las cotas que aparecen en el plano van a depender directamente del proceso de fabricación de las piezas. En esta sección se especifican algunos criterios que ayudan a seleccionar las cotas en función del proceso de fabricación de las piezas.

Normalmente aparecerán cotas sobre la pieza referidas al plano de referencia del cual se han tomado las medidas. Éste se indica iniciando todas las cotas desde estos planos de referencia hasta el elemento que se va a acotar (figura 6.63).

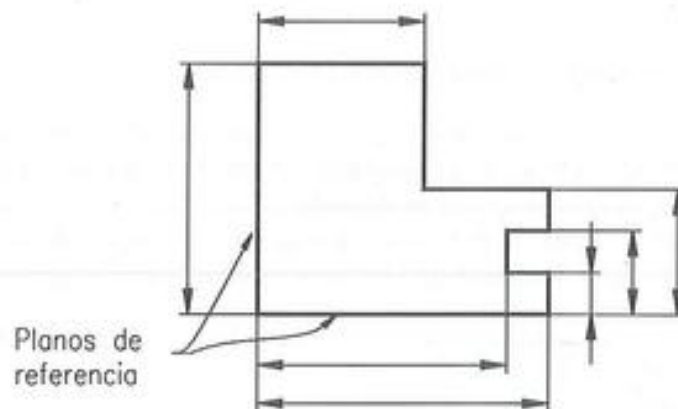


FIGURA 6.63. Acotación partiendo de planos de referencia.

6.3.1. Acotación para procesos de arranque de viruta

Se fabrica con arranque de viruta cuando se quita material sobrante en forma de viruta a una pieza. Una buena acotación será la que refleje la forma más económica de realizarla.

El fresado, torneado, refrentado, cepillado, taladrado, aserrado, etc., son procesos muy normales de arranque de viruta. Estos procedimientos se pueden clasificar a su vez según la forma en que se realicen:

- Arranque rectilíneo de la viruta.
- Arranque circular de la viruta.

A) Acotación para el arranque rectilíneo de la viruta

El arranque de la viruta será rectilíneo cuando la herramienta utilizada avanza paralelamente al eje o al plano principal de la pieza.

Si la pieza no es simétrica, normalmente se toman como referencia los dos planos que se vayan a mecanizar en primer lugar, resolviendo la fabricación y la acotación a partir de ellos como se observa en la figura 6.63.

Si la pieza que se va a acotar tiene forma simétrica, los planos de simetría son los que sirven de planos de referencia, según se aprecia en la figura 6.64.

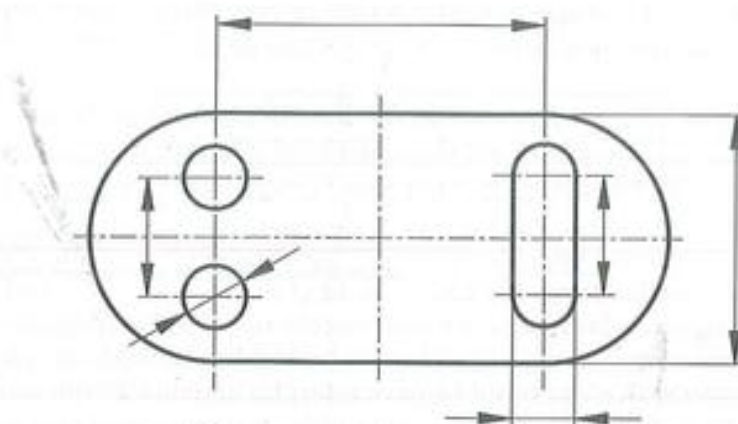


FIGURA 6.64. Utilización de los planos de simetría como planos de referencia.

B) Acotación para el arranque circular la de viruta

Los procedimientos de mecanizado con movimiento circular son el cilindrado y el refrentado, el taladrado, el avellanado, el escariado, el torneado cónico, el roscado, el torneado de piezas de forma, el ranurado y el moleteado.

Es corriente considerar como planos de referencia en este caso el plano correspondiente al apoyo del elemento que se va a fabricar y su extremo opuesto, como se aprecia en la figura 6.65.

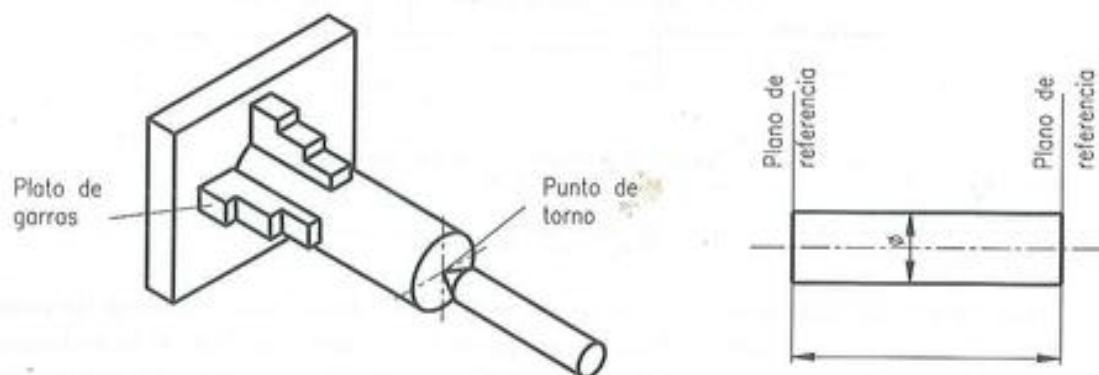


FIGURA 6.65. La mecanización de las piezas cilíndricas obliga a considerar planos de referencia determinados.

En la construcción de cilindros escalonados de varios cuerpos, se acotará tomando como referencia la primera cara refrentada y a partir de ésta, los distintos avances de la herra-

mienta al cilindrar. Entonces, de acuerdo con la figura 6.66 que muestra las distintas etapas del mecanizado de la pieza, se obtiene la acotación de la figura 6.67.

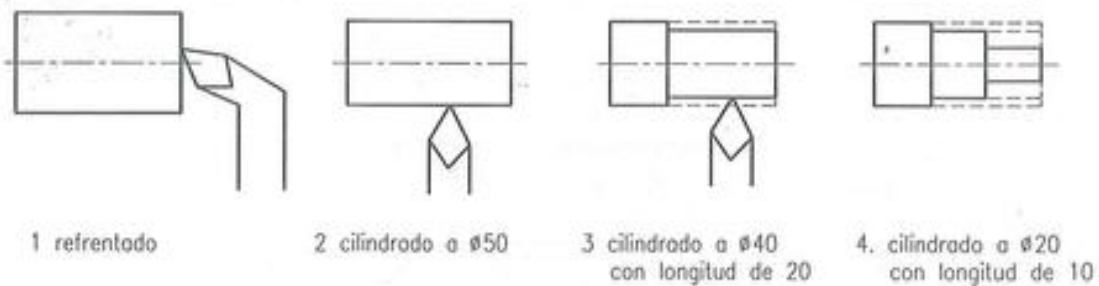


FIGURA 6.66. Ejemplo del mecanizado de un cilindro.

En esta última figura se observan los distintos avances del torno al fabricar la pieza y la cara a refrentar que se toma de referencia, además esta cara es la de más fácil acceso para las herramientas, por lo que todos sus avances se realizarán por este lado.

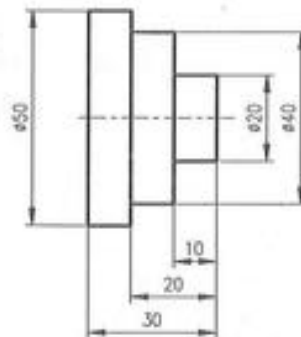


FIGURA 6.67. Acotación de la pieza mecanizada según la figura 6.66.

Los taladros cilíndricos pasantes se acotan de igual forma que los elementos cilíndricos macizos. Cuando existen diversos agujeros coaxiales de distintos diámetros, se fabrican taladrando primero con la broca de menor diámetro y a continuación con la del siguiente diámetro y así sucesivamente. Dado que se necesita determinar el avance de cada broca y su diámetro para proceder a la acotación, se toma como plano de referencia el utilizado por toda la serie de brocas, acotando respecto a éste los distintos avances longitudinales de las mismas, como se muestra en la figura 6.68.

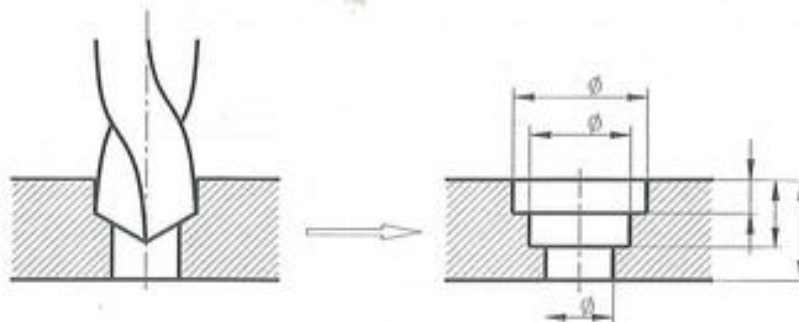


FIGURA 6.68. Acotación de taladros consecutivos.

Los agujeros ciegos se acotan mediante su diámetro y la longitud cilíndrica final. No se acota hasta el extremo del cono, dado que esta forma cónica es la huella de mecanizado que produce la broca al taladrar (figura 6.69).

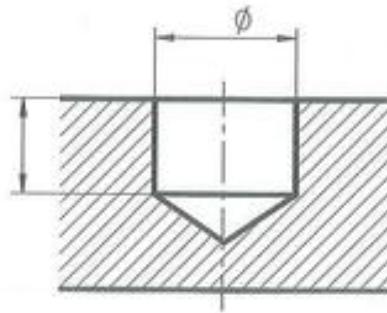


FIGURA 6.69. Acotación de un taladro ciego.

Los avellanados cónicos se acotan según se ve en la figura 6.70.

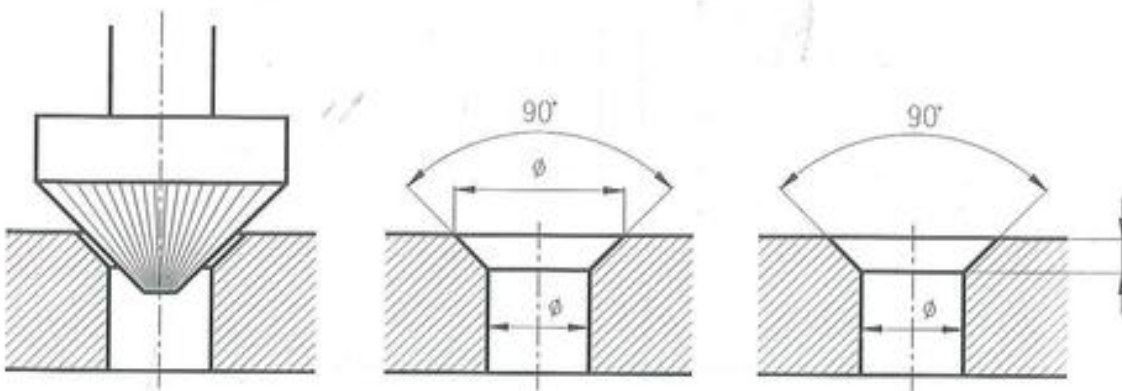


FIGURA 6.70. Acotación de un agujero avellanado.

El alojamiento cilíndrico (para esconder tornillos de cabeza cilíndrica) se acota con el diámetro del alojamiento y su profundidad. También se puede encontrar el avellanado con terminación cilíndrica superior (figura 6.71).

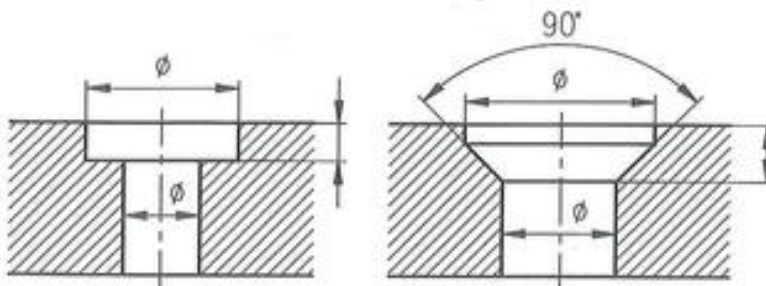


FIGURA 6.71. Acotación de alojamientos cilíndricos y avellanado para el alojamiento de tornillos.

Los agujeros de centrado tienen por objeto el montaje de las piezas pesadas entre los puntos del torno. Están normalizados y tienen su designación correspondiente, que puede verse en la figura 6.72. La norma UNE 1-109 especifica la forma de representación, la designación y las series de valores normalizados para los agujeros de centrado.

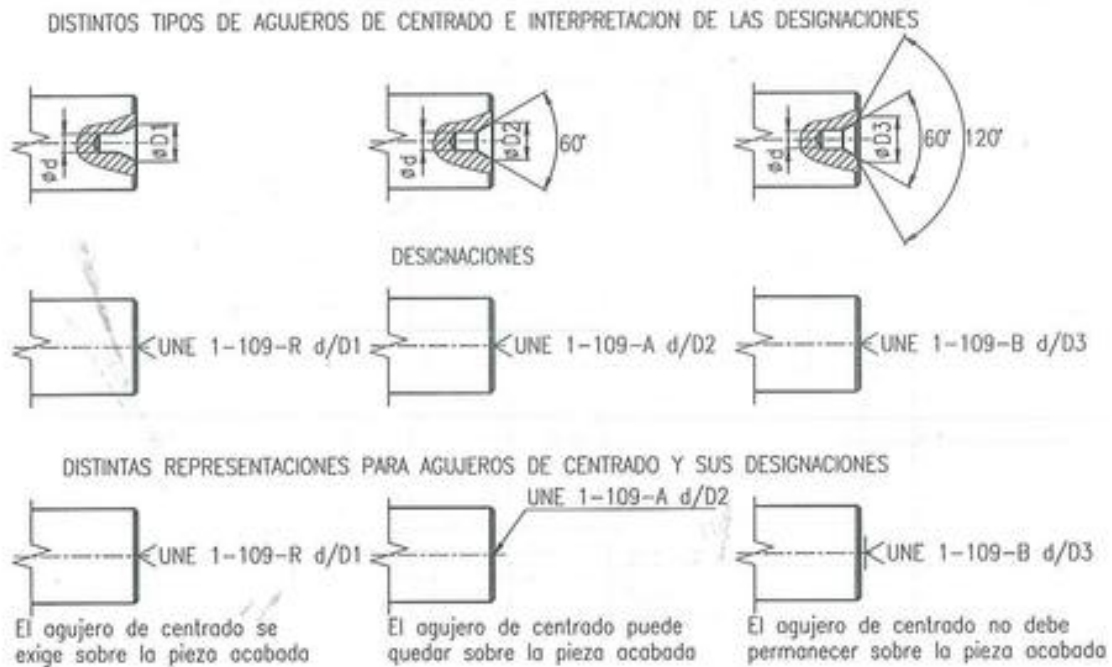


FIGURA 6.72. Agujeros de centrado.

Los extremos de la rosca en los tornillos se hacen generalmente con un achaflanado o un abombamiento. Los extremos de rosca se acotan de tal modo que el achaflanado o el abombamiento queden incluidos dentro de la longitud de la rosca. Como cifra de cota se pone la designación del tipo de rosca (según se verá en el capítulo relativo a uniones roscadas). La rosca más frecuente es la rosca métrica ISO, cuya designación consiste en anteponer la letra M al diámetro nominal de la rosca. En la figura 6.73 se aprecian, algunos ejemplos de acotación de roscas.

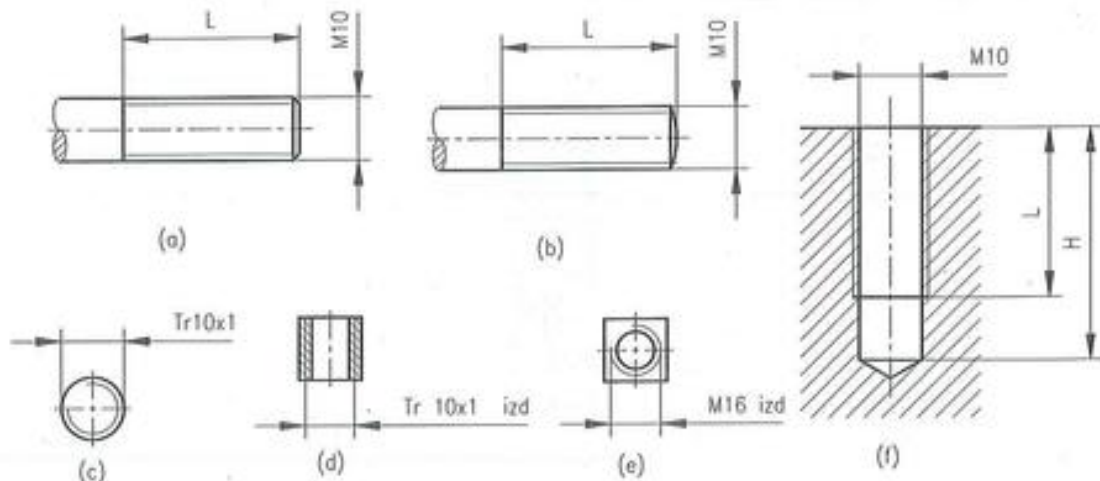


FIGURA 6.73. Acotación de roscas.

El torneado de piezas con perfiles especiales necesita preparar un útil de forma o una guía especial según plantillas, siendo sólo rentable para grandes producciones. En este caso es suficiente indicar la especificación y el número del útil o del montaje que se tienen que emplear, evitando de este modo dar otro tipo de mediciones (figura 6.74).

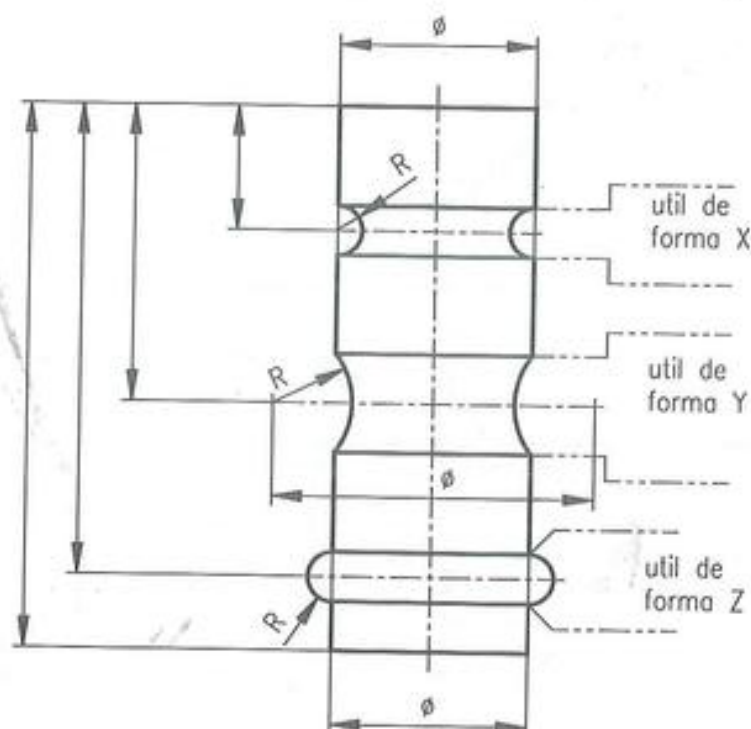


FIGURA 6.74. Acotación de una pieza fabricada con útiles de forma.

Para facilitar la sujeción de las piezas y evitar que resbalen sobre las manos o los dedos, se utilizan unos acabados llamados moleteados. Éstos consisten en la realización de estrías de diversas direcciones por medio de herramientas especiales. Las más normales son estrías paralelas o en forma de X. Se suele indicar el diámetro de la pieza así como la longitud a moletear y el tipo de estría que se quiere obtener (figura 6.75). La norma DIN 82 ofrece distintos tipos de moleteado y su forma de designación.

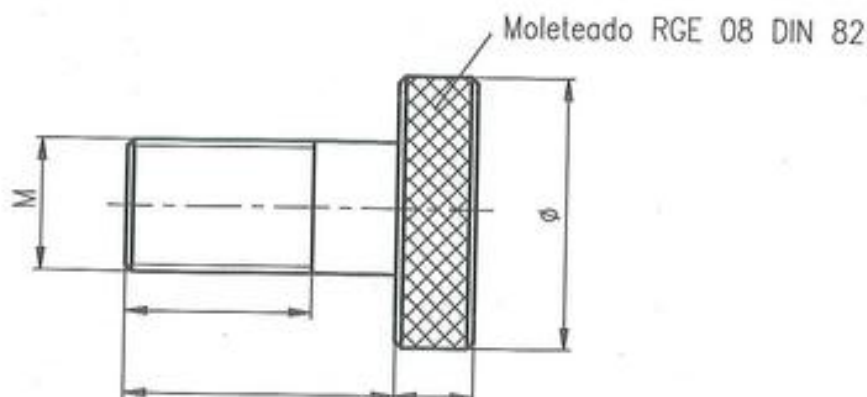


FIGURA 6.75. Acotación de un moleteado.

La figura 6.76 muestra la forma de acotación de ranuras para chavetas.

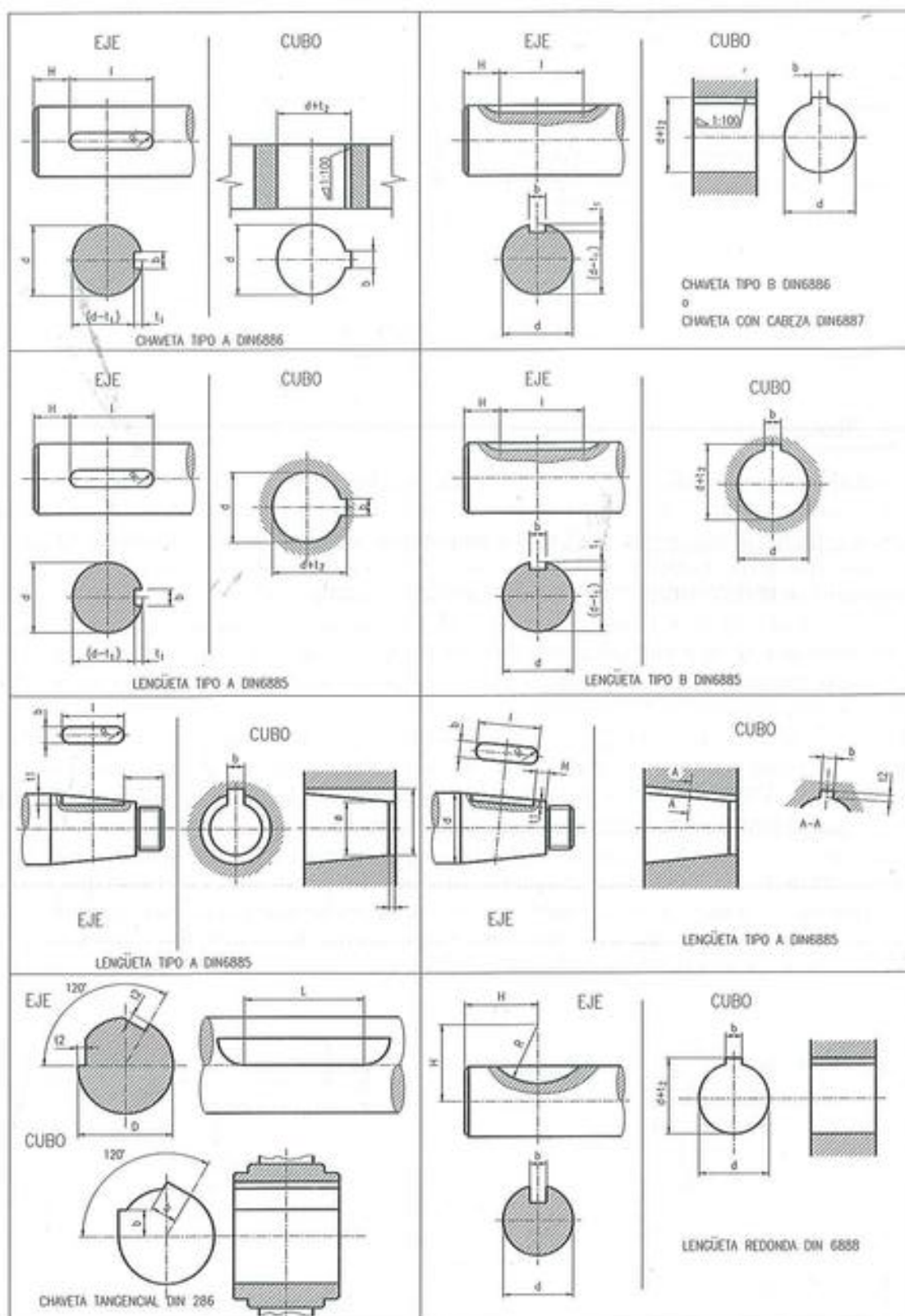


FIGURA 6.76. Acotación de ranuras para chavetas y lengüetas.

En la figura 6.77 se observa la forma de acotación de colas de milano.

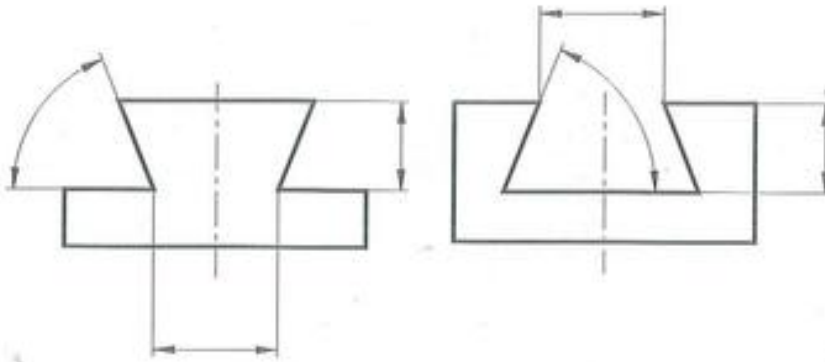


FIGURA 6.77. Acotación de colas de milano.

6.3.2. Acotación para doblado y forjado

La forja a mano produce piezas que resisten grandes cargas y que deben ser ligeras (un ejemplo son las espadas). Es un procedimiento muy caro, ya que es completamente manual. La pieza caliente, alrededor de 750° , recibe golpes que le dan su forma. Para evitar perder la plasticidad que le da el calor, hay que proceder a gran velocidad tanto en la operación de dar forma como en la de verificación de la misma. Estas medidas varían debido a la contracción que sufre el material al enfriarse, por lo que acercarse a una dimensión exacta es muy difícil. Normalmente se deja una sobremedida considerable en las zonas que deban ser mecanizadas con posterioridad. Se debe indicar también, por medio de texto, si se debe realizar un templado posterior en alguna zona de la pieza.

Las longitudes (extendidas) y los volúmenes brutos de forja, que es corriente indicar cuando se trata de pequeñas piezas forjadas, se dibujan con línea fina de trazo y dos puntos.

El curvado, aplanado, enderezado, doblado, recalado, estirado, planeado y rebordeado sólo se pueden realizar con secciones pequeñas de material.

Para la acotación de piezas dobladas o curvadas, es necesario conocer la herramienta que da la curvatura. Esta última ataca al material casi siempre por dentro, en el sitio que se curva. Es fundamental saber en qué punto va a atacar la herramienta. Por eso, se deben consignar mediante cotas los radios de curvatura y las cotas que los sitúen. Las longitudes alargadas se indican por escrito o en el dibujo (figura 6.78).

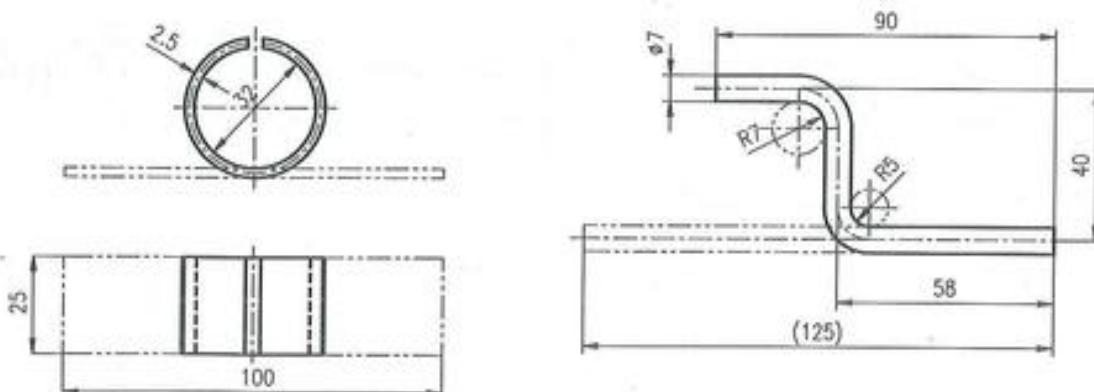


FIGURA 6.78. Acotación de piezas dobladas o plegadas.

Todos los procedimientos anteriormente citados deben acotarse de esta forma.

6.3.3. Anotación de indicaciones especiales en superficies

Algunas veces se necesita indicar que una superficie, o una porción de ella a acotar, es objeto de alguna especificación particular (un tratamiento térmico, algún tratamiento superficial específico, etc.). En este caso, la superficie o la longitud deben indicarse con una línea gruesa de trazo y punto, trazada exterior y paralelamente a la superficie o longitud en cuestión y a corta distancia de ella (figura 6.79a). Cuando esta indicación se refiera a un elemento de revolución, solamente se deberá situar la indicación en uno de los lados (figuras 6.79b y 6.79c). Si la posición y las dimensiones de la especificación necesitan ser reflejadas, se deberán acotar (figura 6.79c). Sin embargo, si quedan definidas por la geometría propia del dibujo, no es necesario acotarlas (figuras 6.79a y 6.79b).

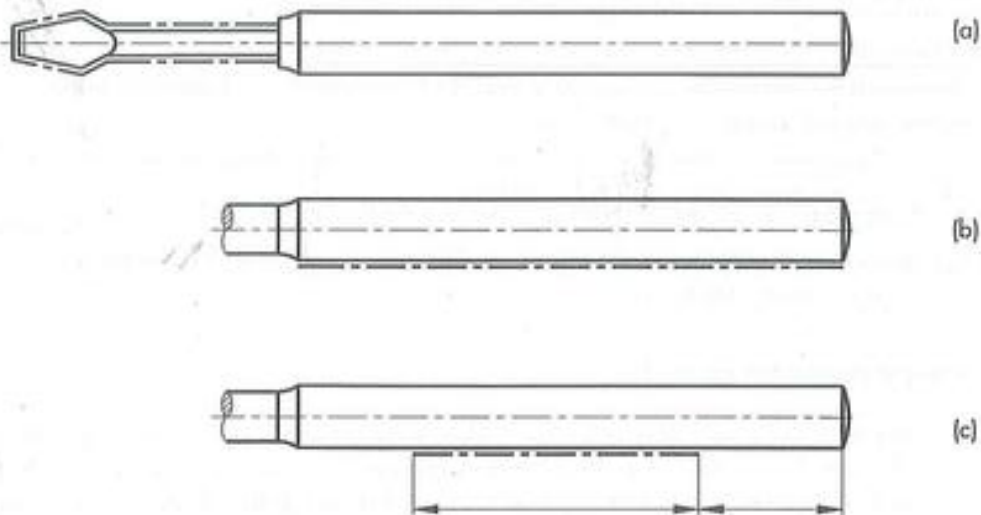


FIGURA 6.79. Anotación de indicaciones especiales en superficies.

6.3.4. Anotación para la fundición

Es imprescindible conocer el procedimiento de fundición para la acotación de una pieza fundida.

Para fabricar piezas fundidas se prepara antes un molde, al descubierto o en cajas, hecho de arena, masa o arcilla, o incluso de metal. En la fabricación de este molde se utilizan generalmente modelos de madera, de metal o de cera, y para conseguir los huecos, los llamados machos, noyos o núcleos, que son de arena. Es necesario contar con un modelista que sea capaz de representar en un modelo, con la mayor fidelidad posible, la pieza que se desea reproducir. Para ello irá componiendo la pieza final a base de piezas mas pequeñas o elementos mas sencillos, conociendo la disposición de unos y otros. El plano debe contener todas las cotas necesarias para preparar esas distintas piezas sueltas, el material de la pieza (es necesario conocer la contracción en el enfriamiento), además de las medidas principales que relacionan entre sí estos componentes para dar lugar a la pieza completa. El modelista además se encargará de diseñar los machos y elementos que sean necesarios para la ejecución.

En muchas ocasiones conviene representar y acotar las piezas de fundición en la posición de acabado. La fundición resulta más densa en la parte inferior, y por esta razón deben que-

dar en esa parte las superficies que se han de mecanizar. Se deben evitar los ángulos y cantos vivos, porque producen desmoronamientos en el molde de arena, debiéndose sustituir por cantos redondeados. La inclinación de desmoldeo o *despulla* de las caras en las relaciones de 1:20 a 1:30 se establece para favorecer la separación del modelo y del molde de arena que se ha preparado con él. El espesor dado de más a las piezas de fundición para su mecanizado tiene que ser suficiente para que la herramienta no tenga que trabajar sobre la costra de la fundición, que le es perjudicial, sino que pueda aplicarse directamente sobre el material.

6.3.5. Fabricación por inyección

La fundición inyectada produce piezas de gran precisión de medidas ($\pm 0,02$ a $0,05$ mm) y buenos acabados superficiales. Normalmente no hace falta mecanizar después las piezas, con el consiguiente ahorro, aunque existe un mayor coste energético ya que el material se funde a una presión comprendida entre 25 y 50 atmósferas.

Hay que prestar atención a que la pieza fundida esté dispuesta, con respecto a la superficie divisoria del molde, de modo que el metal de colada llegue lo antes posible a las partes huecas del molde. Debe quedar asegurada la extracción de la pieza terminada del molde en que se ha fundido, mediante un ligero sesgo de las superficies, como de un 0,15% aproximadamente, que es lo que se llama *despulla*.

Los cambios violentos de sección transversal son peligrosos, siendo en cambio convenientes las transiciones y acanaladuras suaves.

Todos los taladros y perfiles interiores deben disponerse con su correspondiente conicidad, para que la pieza pueda desprenderse fácilmente del molde. Los pernos o clavijas pueden inyectarse al mismo tiempo.

6.4. Criterios generales de acotación

Una pieza mecánica no tiene sentido si no forma parte de un conjunto. Cada pieza del conjunto debe quedar definida en un dibujo de despiece, donde se indican sus dimensiones en condiciones de servicio. A su vez existe un plano de conjunto donde se indica la dependencia y posición de esa pieza respecto al conjunto. Si las piezas son normalizadas, como en el caso de tornillos, arandelas, tuercas, rodamientos, etc., no se deben dibujar sus planos de despiece, ya que son elementos conocidos y comerciales y existe una designación normalizada que permite definirlos completamente.

Si hay que situar cotas de montaje, deben medirse bien para que no surjan después dificultades de funcionamiento que hagan necesario un costoso trabajo posterior. Las piezas que hayan de acoplarse entre sí tienen que acotarse del mismo modo. Siempre se debe buscar un plano de referencia adecuado para poder acotar correctamente. No se deben poner nunca más cotas de las estrictamente necesarias.

Como reglas generales, para acotar una pieza correctamente se deben tener en cuenta varios conceptos.

6.4.1. Procedimiento de fabricación

Un plano está destinado fundamentalmente a la fabricación de la pieza en él representada. De esta forma, la persona que vaya a construirla no debe tener ninguna duda de cómo hacerlo ni tener que hacer ninguna operación aritmética para deducir alguna cota. Para acotar en función de la fabricación se deben seguir las indicaciones señaladas anteriormente.

Esta metodología de acotación orienta a la fabricación de la pieza (figura 6.80). Si se quieren añadir algunas cotas auxiliares como ayuda, se deberán situar con las cifras de cota entre paréntesis.

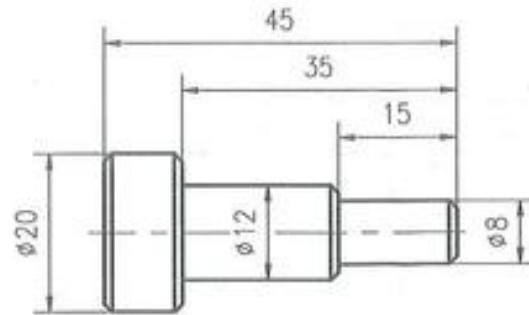


FIGURA 6.80. Acotación para fabricación.

6.4.2. Función de las piezas

Como ya se ha indicado, una pieza no tiene nunca sentido aisladamente, sino que tiene que desempeñar una función determinada en el conjunto donde está incluida. Se dará además el caso de que determinadas medidas son más importantes que otras para garantizar la función de las piezas en el conjunto.

Supongamos que la pieza de la figura 6.80 tiene la parte central roscada para que encaje en ella otro elemento. Esto trae consigo sustituir una de las cotas de fabricación por otra cota (figura 6.81), denominada en este caso *cota funcional*, imprescindible para el funcionamiento correcto del conjunto.

De esta forma pues, una vez determinadas las cotas necesarias para la fabricación, se deben sustituir parte de éstas por las cotas funcionales correspondientes. Las cotas auxiliares se han de consignar entre paréntesis.

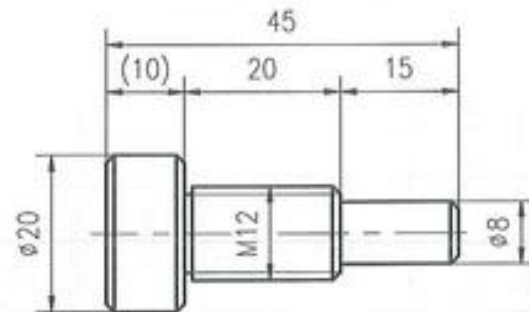


FIGURA 6.81. Cotas funcionales.

Debemos recordar que los planos de despiece son planos de piezas acabadas. Un plano de definición de producto acabado determina completamente y sin ambigüedad las exigencias que debe cumplir el producto en el estado en que se señale. Es el plano que se utiliza cuando se efectúa el control de recepción del producto.

Un dibujo de definición de producto acabado debe ser acotado funcionalmente. La cota indicada corresponde a la medida de la pieza acabada, incluidos revestimientos, tratamientos superficiales, etc.

6.4.3. Verificación y control

Una vez construida la pieza se debe verificar que tiene las dimensiones correctas. En algunas ocasiones se preparan planos con las cotas necesarias para la verificación de las pie-

zas. Estas cotas de verificación se deberán obtener por el procedimiento de transferencia de cotas (según se explica en la sección siguiente) a partir de las cotas funcionales de la pieza.

En la figura 6.82 aparece representada la acotación de la pieza de las figuras 6.80 y 6.81 destinada exclusivamente a la verificación de la pieza.

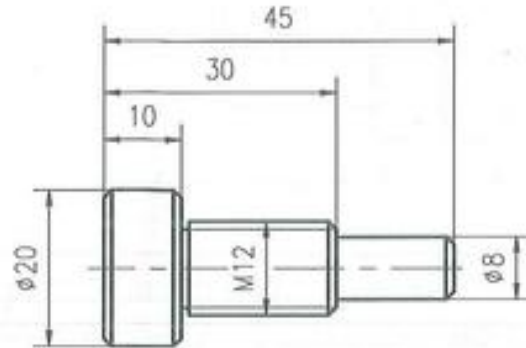


FIGURA 6.82. Cotas para verificación.

6.4.4. Transferencia de cotas

El diseño de la pieza representada en la figura 6.83 ocasiona la acotación funcional de la misma según se observa en la figura 6.83a. No obstante, en el proceso de fabricación de la pieza se necesitan conocer las cotas reflejadas en la figura 6.83b y, en concreto, la cota A. De la misma forma, el proceso de verificación de la pieza de la figura 6.83a, es necesario conocer las cotas de la figura 6.82 con tolerancias compatibles.

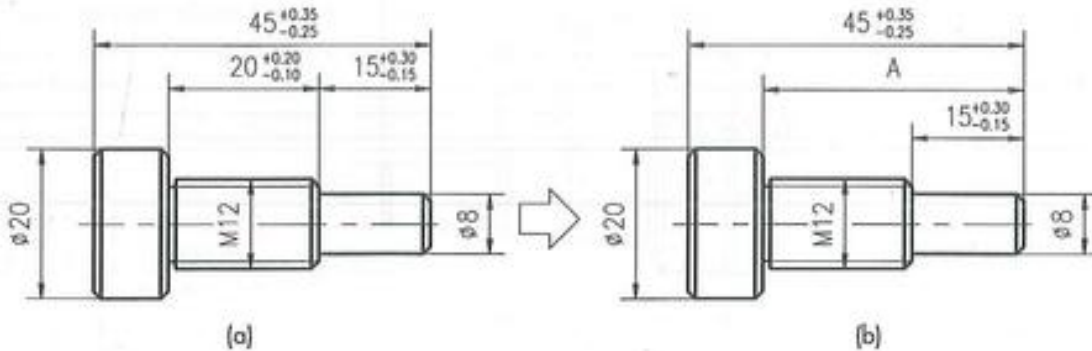


Figura 6.83. Incompatibilidad de cotas.

Si llamamos a las cotas de la forma:

$$C = 20^{+0,20}_{-0,10} \quad B = 15^{+0,30}_{-0,15} \quad \text{y} \quad A = B + C$$

parece lógico pensar que si B y C tienen tolerancias, también A deberá tenerlas, ya que A se obtiene a partir de B y C. De esta forma:

$$C_{\text{máx}} = 20 + 0,20 = 20,2$$

$$C_{\text{mín}} = 20 - 0,10 = 19,90$$

$$B_{\text{máx}} = 15 + 0,30 = 15,3$$

$$B_{\text{mín}} = 15 - 0,15 = 14,85$$

$$A_{\text{máx}} = B_{\text{máx}} + C_{\text{máx}} = 35,5$$

$$A_{\text{mín}} = B_{\text{mín}} + C_{\text{mín}} = 34,75$$

Es decir, a primera vista se podría establecer que A podría tener un valor de:

$$A = 35^{+0,50}_{-0,25}$$

Si se fabrica la pieza con unas especificaciones de:

$$A = 35^{+0,50}_{-0,25} \quad \text{y} \quad B = 15^{+0,30}_{-0,15}$$

podría obtenerse una pieza con unas dimensiones finales de:

$$A = 35,40 \quad \text{y} \quad B = 14,90$$

que aparentemente resultaría admisible, pero si para las medidas de A y B obtenidas calculamos C, resulta:

$$C = A - B = 35,40 - 14,90 = 20,50$$

y este valor es incompatible con las condiciones funcionales impuestas para C, que indicaban:

$$C = 20^{+0,20}_{-0,10}$$

Este fenómeno se conoce como *incompatibilidad de cotas* y supone que los valores de la cota A, obtenida a partir de los valores de otras cotas funcionales con tolerancias, no se pueden obtener tal y como se ha realizado, sino que deben ser compatibles con los especificados por la acotación funcional. Al procedimiento de obtener una cota A, con tolerancias, a partir de otras cotas funcionales se le denomina *transferencia de cotas*.

Por este motivo, la norma UNE 1-039-94 dice textualmente: "3.2.7. Las cotas funcionales deberán expresarse directamente sobre el dibujo, siempre que sea posible. Ocasionalmente puede estar justificada una acotación funcional indirecta. En tales casos, se comprobará que se obtienen los mismos efectos que con la acotación funcional directa".

El proceso de transferencia de cotas garantiza esta compatibilidad necesaria entre la acotación funcional directa y la indirecta.

En la figura 6.84 aparece representado un esquema genérico donde se dispone de tres cotas: A, B y C. El objetivo de la transferencia de cotas es: dadas dos cotas B (denominada cota fija, es decir, la cota que se va a mantener en el proceso de transferencia de cotas) y C (denominada cota sustituida, es decir, la cota que va a ser reemplazada por la cota A), se trata de determinar la cota nueva A con sus tolerancias (que sustituye a la cota C) que sea compatible con las tolerancias especificadas para B y C.

En términos matemáticos se trata, una vez sustituida la cota A por la C, de determinar los valores máximos y mínimos de A, $A_{\max}$ y $A_{\min}$ que cumplan con los requisitos establecidos para C, esto es, garantizar los valores máximo y mínimo, $C_{\max}$ y $C_{\min}$, requeridos.

Es decir, hallar $A_{\max}$ y $A_{\min}$ que cumplan que:

$$\begin{aligned} C_{\max} &= A_{\max} - B_{\min} \\ C_{\min} &= A_{\min} - B_{\max} \end{aligned} \quad (1)$$

de donde, si:

$$\begin{aligned} T_a &= A_{\max} - A_{\min} \\ T_b &= B_{\max} - B_{\min} \\ T_c &= C_{\max} - C_{\min} \end{aligned}$$

se cumplirá que:

$$T_c = T_b + T_a \quad (2)$$

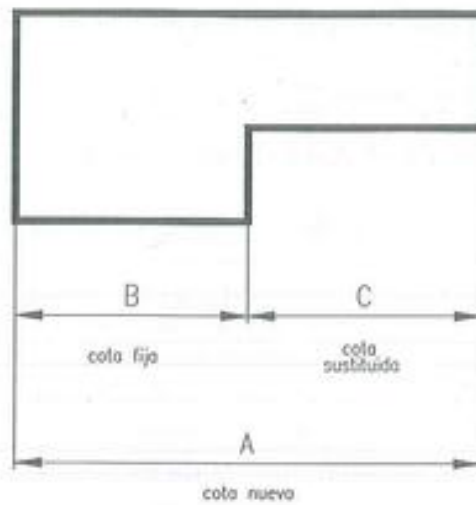


FIGURA 6.84. Transferencia de cotas. Definiciones.

El proceso que se debe seguir en la transferencia de cotas se representa en la figura 6.85.

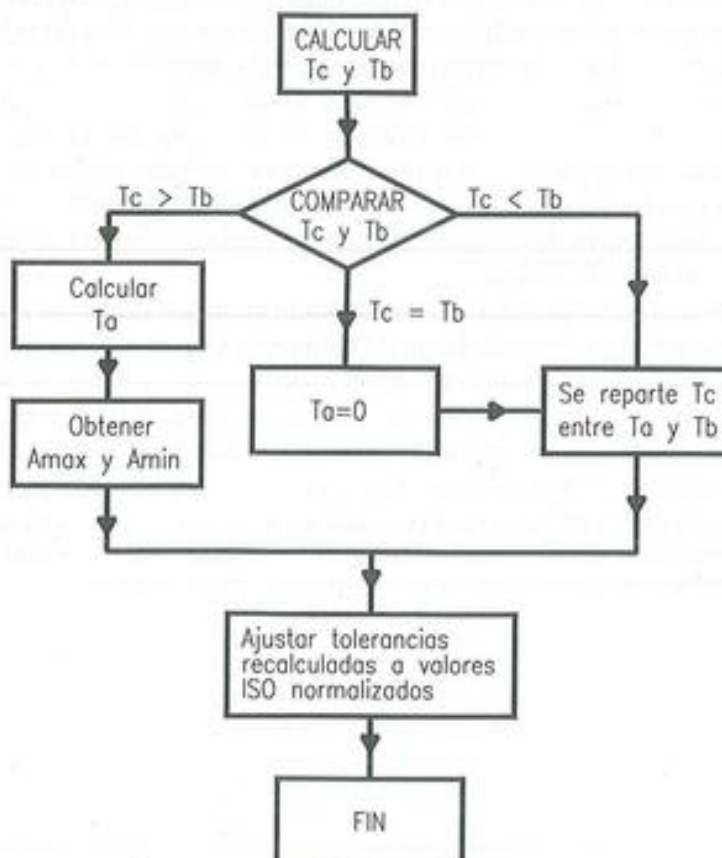


FIGURA 6.85. Proceso para realizar la transferencia de cotas.

Se conocen como datos de partida los valores de $B_{\max}$, $B_{\min}$, $C_{\max}$ y $C_{\min}$. Con estos valores se puede determinar inmediatamente el valor de T_b y T_c .

Si se comparan T_b y T_c , se pueden dar estas tres situaciones:

- $T_c > T_b$. En este caso, la tolerancia de la cota que se va a sustituir es mayor que la que queda. Aplicando la ecuación (2) se puede determinar que T_a resulta positiva y menor que T_c , es decir, la tolerancia de la cota nueva es menor que la tolerancia de la cota sustituida. A partir de la ecuación (1), se pueden determinar los valores de $A_{\max}$ y $A_{\min}$ necesarios y por último la tolerancia ISO normalizada para A .
- $T_c = T_b$. En este caso, si se obtiene T_a a partir de la ecuación (2) resulta $T_a = 0$. Este resultado no es lógico, por lo que se opta por repartir T_c entre los valores de T_a y T_b (recordemos que $T_c = T_a + T_b$, con $T_a > 0$ y $T_b > 0$) de forma que $T_c > T_a + T_b$, debiendo ser T_a y T_b valores ISO normalizados.
- $T_c < T_b$. En este caso, la tolerancia de la cota que se va a sustituir es menor que la que queda. Aplicando la ecuación (2) se puede determinar T_a , que resulta negativa. Como T_a no puede ser negativa, se opta por repartir la tolerancia T_c entre T_a y T_b según el criterio señalado en el apartado anterior.

Seguidamente se señalan dos ejemplos que ilustran el proceso de transferencia de cotas.

A) Ejemplo 1

En la pieza de la figura 6.86 se tiene una acotación funcional directa como la representada en la figura 6.86a. Se quiere determinar las acotaciones indirectas representadas en la figura 6.86b, que representan las cotas de fabricación de la pieza, y la figura 6.86c, que representan las cotas de verificación de la pieza, de forma que sean compatibles con las de la figura 6.86a.

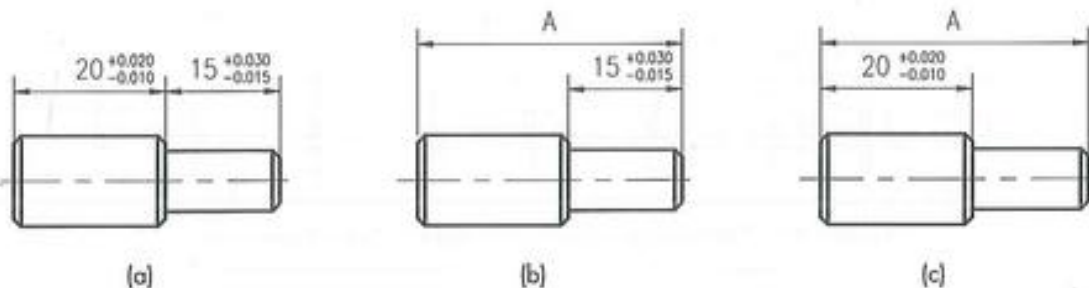


FIGURA 6.86. Transferencia de cotas. Ejemplo 1.

- Se trata de sustituir la cota de dimensión nominal 20 por la cota total de dimensión nominal 35 (figura 6.86b). En este caso:

Cota fija:	$B = 15^{+0.030}_{-0.015}$
Cota sustituida:	$C = 20^{+0.020}_{-0.010}$
Cota nueva:	A

Se tendrá que: $T_b = 0,045$ y $T_c = 0,030$, por lo que, tendremos que:

$T_a = T_c - T_b = 0,030 - 0,045 = -0,015$. Como $T_c < T_b$ y T_a no puede ser menor que cero, se reparte directamente la tolerancia T_c entre T_b y T_a . Lo que se debe hacer en

este caso es tomar unos valores para T_a y T_b , pertenecientes a los valores ISO normalizados, tales que $T_a + T_b < T_c = 0,030$, es decir, tomar índice ISO de calidad IT6 con $T_b = 0,011$ para la cota $B=15$ e índice ISO de calidad IT6 con $T_a = 0,016$ para la cota $A=35$. Se podrían tomar por ejemplo:

$$B = 15^{+0}_{-0,011} \quad \text{y} \quad A = 35^{+0}_{-0,016}$$

2. Hay que sustituir la cota de dimensión nominal 15 por la cota total de dimensión nominal 35 (figura 6.86c). En este caso:

Cota fija: $B = 20^{+0,020}_{-0,010}$

Cota sustituida: $C = 15^{+0,030}_{-0,015}$

Cota nueva: A

Se tendrá que: $T_b = 0,030$ y $T_c = 0,045$, por lo que:

$T_a = T_c - T_b = 0,045 - 0,030 = +0,015$. Como $T_c > T_b$ y $T_a > 0$, se tomará el valor normalizado ISO que dé un valor inferior y el más próximo a 0,015, es decir, índice de calidad IT5 con $T_a = 0,011$. Se podrá tomar por ejemplo:

$$A = 35^{+0}_{-0,011}$$

En la figura 6.87 se muestran los valores de las cotas transferidas en cada uno de los casos.

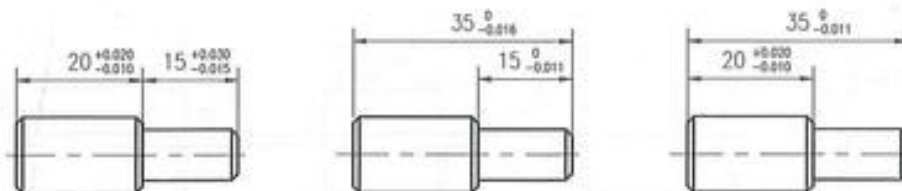


FIGURA 6.87. Transferencia de cotas. Ejemplo 1. Cotas transferidas.

B) Ejemplo 2

En la pieza de la figura 6.88 se tiene una acotación funcional directa como la representada en la figura 6.88a. Se quiere determinar la acotación representada en la figura 6.88b, que sea compatible con la de la figura 6.88a.

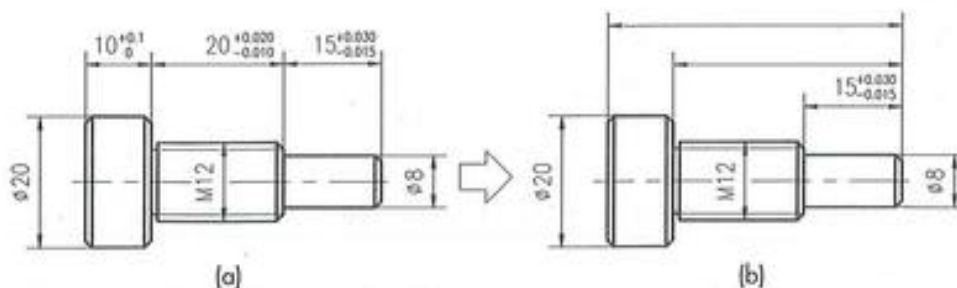


FIGURA 6.88. Transferencia de cotas. Ejemplo 2.

El primer paso consistirá en realizar una primera transferencia, tal y como se muestra en la figura 6.89, para sustituir la cota de dimensión nominal 10 por la de dimensión nominal 45.

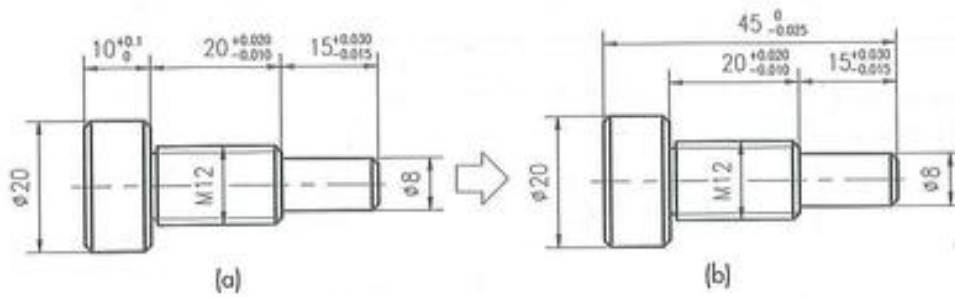


FIGURA 6.89. Primera transferencia de cotas.

En este caso se tendrá:

Cota fija: cota de dimensión nominal 20 más la de dimensión nominal 15 $B = 35^{+0.050/-0.025}$

Cota sustituida: $C = 35^{+0.1/-0}$

Cota nueva: A

Se tendrá que: $T_b = 0,075$ y $T_c = 0,100$, por lo que:

$T_a = T_c - T_b = 0,075 - 0,100 = +0,025$. Como $T_c > T_b$ y $T_a > 0$, se tomará el valor normalizado ISO que dé un valor inferior y el más próximo a 0,025, es decir, índice de calidad IT7 con $T_a = 0,025$. Se podrá tomar por ejemplo:

$$A = 45^{+0/-0.025}$$

El segundo paso consistirá en realizar otra transferencia, como se observa en la figura 6.90, para sustituir la cota de dimensión nominal 20 por la de dimensión nominal 35.

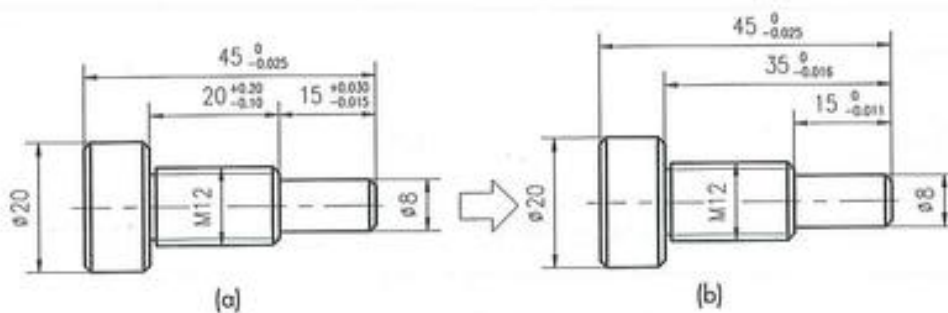


FIGURA 6.90. Segunda transferencia de cotas.

Cota fija: $B = 15^{+0.030/-0.015}$

Cota sustituida: $C = 20^{+0.02/-0.01}$

Cota nueva: A

Tendremos que: $T_b = 0,045$ y $T_c = 0,030$, por lo que:

$T_a = T_c - T_b = 0,030 - 0,045 = -0,015$. Como $T_c < T_b$ y T_a no puede ser menor que cero, se reparte directamente la tolerancia T_c entre T_b y T_a . El criterio a seguir es coger unos valores para T_a y T_b , pertenecientes a los valores ISO normalizados, tales que $T_a + T_b < T_c = 0,030$, es decir, tomar índice ISO de calidad IT6 con $T_b = 0,011$ para la cota $B = 15$ e índice ISO de calidad IT6 con $T_a = 0,016$ para la cota $A = 35$. Se podrían tomar por ejemplo:

$$B = 15^{+0}_{-0,011} \quad \text{y} \quad A = 35^{+0}_{-0,016}$$

6.4.5. Normas generales

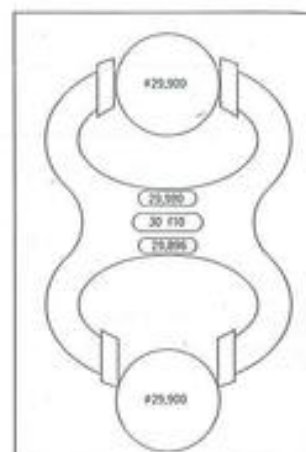
Todos estos aspectos aparecen reflejados en la norma UNE 1-039 sobre acotación. No obstante, a continuación reproducimos los más interesantes:

- *Los dibujos acotados deben ser dibujos de producto acabado*, donde se define completamente el producto en su estado de utilización, y en el que se expresan las condiciones de servicio para el que ha sido trazado.
- Se deben situar sobre el dibujo todas las cotas, tolerancias u otras anotaciones necesarias para que el elemento resulte adecuado a su empleo o servicio.
- *Las cotas funcionales se expresarán para su lectura directa* y no para su obtención o deducción a partir de otras.
- En el dibujo se expresarán las cotas funcionales con sus tolerancias sin depender unas de otras, para asegurar así las condiciones de funcionamiento.
- Si es necesario, se deberá realizar un proceso de transferencia de cotas para obtener las cotas de fabricación a partir de las funcionales expresadas en el plano.
- *Se escogerán las cotas no funcionales de la manera más conveniente para facilitar la fabricación o la verificación.*

6.5. Normativa

Norma	Título
UNE 1 039 94	Dibujos técnicos. Acotación. Principios generales, definiciones, métodos de ejecución e indicaciones especiales.
UNE 1 100 83	Dibujos técnicos. Referencias a elementos.
UNE 1 121 75/3	Dibujos técnicos. Tolerancias de forma y posición. Acotación y notación de las tolerancias en perfiles.
UNE 1 122 75	Dibujos técnicos. Acotación y notación de los elementos cónicos.
UNE 1 109 93	Dibujos técnicos. Representación simplificada de los agujeros de centrado.
UNE 1 108 83	Dibujos técnicos. Representación convencional de las roscas.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES



La implantación industrial de la fabricación en serie hace que se deba establecer el principio de intercambiabilidad, según el cual cualquier pieza de una serie debe ser capaz de sustituir a otra que tenga sus mismas especificaciones.

Dado que dos piezas construidas no serán exactamente iguales, el aplicar el principio de intercambiabilidad exige que se deban establecer unos márgenes dentro de los cuales la pieza será aceptable. Estos márgenes constituyen lo que se denomina *tolerancia*. Cuando las tolerancias afectan a las medidas de una pieza, se denominan *tolerancias dimensionales*. Cuando afectan a una forma o a la posición de un elemento se denominan *tolerancias geométricas*.

7.1. Tolerancias dimensionales

Las *tolerancias dimensionales* fijan un rango de valores permitidos para las cotas funcionales de una pieza y afectan lógicamente sólo a las dimensiones de la misma.

En las tolerancias dimensionales se utilizan en general los términos de *eje* y *agujero* cuando se trata de una pareja de elementos, uno macho y otro hembra, que encajan entre sí, independientemente de la forma de la sección que tengan. El término de eje y agujero se usa porque la gran mayoría de las uniones están formadas por elementos cilíndricos, aunque los elementos pueden ser de revolución o no.

Por convenio, todas las variables y definiciones relativas a ejes se representan con minúsculas y todas las relativas a agujeros con mayúsculas.

7.1.1. Definiciones

Para el seguimiento de este tema es necesario conocer las siguientes definiciones:

- *Dimensión*: es la cifra que expresa el valor numérico de una longitud o de un ángulo.
- *Dimensión nominal* (dN para ejes, DN para agujeros): es el valor teórico que tiene una dimensión, respecto al que se consideran las medidas límites.
- *Dimensión efectiva* (d_e para eje, D_e para agujeros): es el valor real de una dimensión, que ha sido determinada midiendo sobre la pieza ya construida.
- *Dimensiones límites* (máxima, dM para ejes, DM para agujeros; mínima, dm para ejes, Dm para agujeros): son los valores extremos que puede tomar la dimensión efectiva.

- *Desviación o diferencia*: es la diferencia entre una dimensión y la dimensión nominal.
- *Diferencia efectiva*: es la diferencia entre la medida efectiva y la nominal.
- *Diferencia superior o inferior*: es la diferencia entre la dimensión máxima / mínima y la dimensión nominal correspondiente.
- *Diferencia fundamental*: es una cualquiera de las desviaciones límites (superior o inferior) elegida convenientemente para definir la posición de la zona de tolerancia en relación a la línea cero.
- *Línea de referencia o línea cero*: es la línea recta que sirve de referencia para las desviaciones o diferencias y que corresponde a la dimensión nominal.
- *Tolerancia* (*t* para ejes, *T* para agujeros): es la variación máxima que puede tener la medida de la pieza. Viene dada por la diferencia entre las medidas límites, y coincide con la diferencia entre las desviaciones superior e inferior.
- *Zona de tolerancia*: es la zona cuya amplitud es el valor de la tolerancia.
- *Tolerancia fundamental*: es la tolerancia que se determina para cada grupo de dimensiones y para cada calidad de trabajo.

Para los cálculos que se deban efectuar se pueden tener en cuenta las siguientes expresiones:

Para agujeros	Para ejes
$D_s = D_i + T$	$d_s = d_i + t$
$DM = D_m + T$ <i>no</i>	$dM = d_m + t$ <i>no</i>
$T = DM - D_m = D_s - D_i$	$t = dM - d_m = d_s - d_i$
$DM = DN + D_s$ ✓	$dM = dN + d_s$ ✓
$D_m = DN + D_i$ ✓	$d_m = dN + d_i$ ✓

TABLA 7.1. Fórmulas de aplicación.

En la figura 7.1 aparecen representadas las definiciones ofrecidas anteriormente.

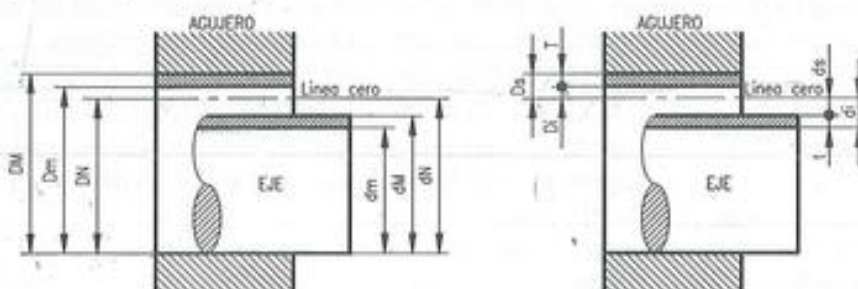


FIGURA 7.1. Definiciones.

En la figura 7.2 se ofrece un ejemplo de todas las magnitudes definidas anteriormente:

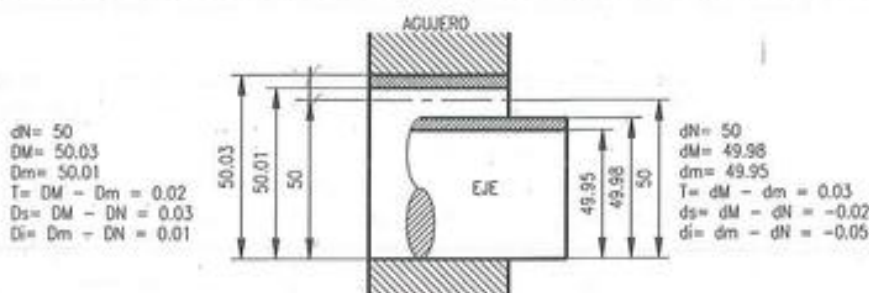


FIGURA 7.2. Ejemplo de las definiciones.

Valores de la desviación

7.1.2. Representación de las tolerancias

Las tolerancias dimensionales se pueden representar en los dibujos de varias formas:

- Con su medida nominal seguida de las desviaciones límites.
- Con los valores máximo y mínimo.
- Con la notación normalizada ISO.

Las unidades de las desviaciones son las mismas que las de la dimensión nominal. Normalmente para las magnitudes lineales estas unidades serán milímetros, salvo indicación en contra.

Si se utiliza una unidad diferente del milímetro para todas las desviaciones de un plano, se debe indicar en una casilla del cajetín de dicho plano.

El número de cifras decimales debe ser el mismo en las dos diferencias, salvo que una de ellas sea nula.

Si los elementos afectados de tolerancia se representan con su medida nominal seguida de las desviaciones límites (figura 7.3) se deben tener en cuenta las siguientes indicaciones:

- La desviación superior siempre se coloca encima de la inferior, tanto en ejes como en agujeros (figuras 7.3a, 7.3b, 7.3c, 7.3d y 7.3e).
- Si una diferencia es nula, se expresa sin decimales (figura 7.3b).
- Si la diferencia superior es igual a la inferior cambiada de signo, se escribe solamente el valor absoluto de las diferencias precedido del signo $\pm$ (figura 7.3c y 7.3e).
- Los convenios son los mismos para las cotas lineales que para las angulares (figuras 7.3d y 7.3e).

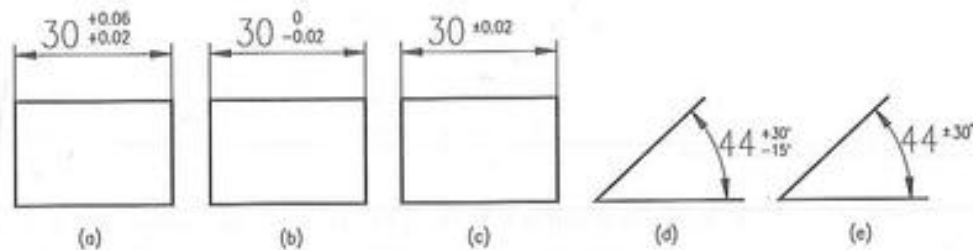


FIGURA 7.3. Representación de las tolerancias.

El elemento afectado de tolerancias puede indicarse con las dos medidas límites según se indica en la figura 7.4.

Si la medida está limitada en un sentido único, después de la cifra de cota se debe consignar la indicación *máx* o *mín* (figura 7.4b).

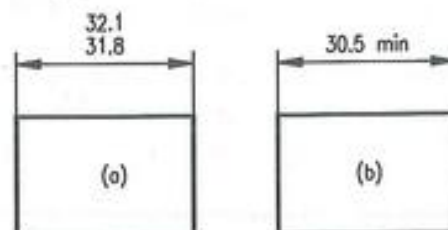


FIGURA 7.4. Representación de tolerancias.

Los símbolos ISO utilizados para representar las tolerancias dimensionales tienen tres componentes (figura 7.5a):

- 1ª componente: medida nominal.
- 2ª componente: una letra representativa de la diferencia fundamental en valor y en signo (minúscula para eje, mayúscula para agujero), que indica la posición de la zona de tolerancia.
- 3ª componente: un número representativo de la anchura de la zona de tolerancia (calidad de la tolerancia).

Cuando convenga, y para mayor claridad, se pueden añadir entre paréntesis los valores de las tolerancias (figura 7.5b).

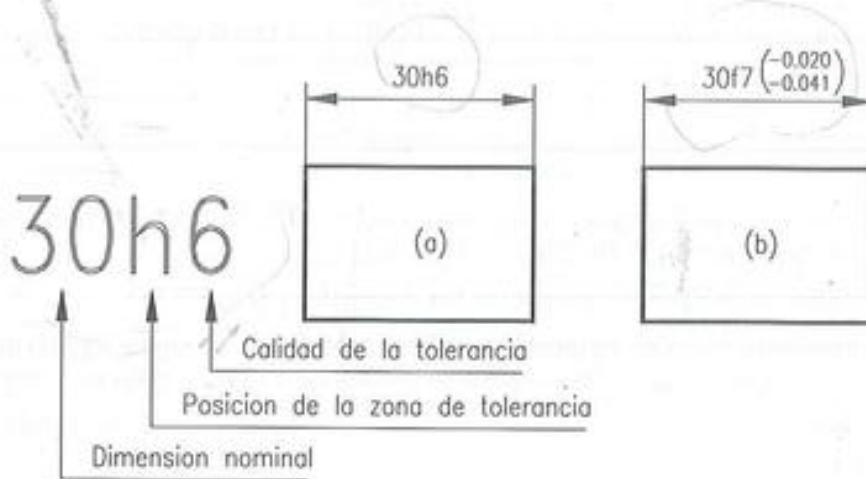


FIGURA 7.5. Símbolos ISO.

7.1.3. Calidad de la tolerancia

Desde el punto de vista de la dimensión nominal, la norma UNE 4-040-81 / ISO 286(I)-62) presenta el sistema ISO de tolerancias para dimensiones nominales comprendidas entre 0 y 500 mm. Se realiza una partición en grupos de diámetros, según puede verse en las tablas I, II y III.

Las tolerancias dimensionales tienen en cuenta la calidad de la pieza. La **calidad o índice de calidad** es un conjunto de tolerancias que se corresponde con un mismo grado de precisión para cualquier grupo de diámetros. Cuanto mayor sea la calidad de la pieza, menor será la tolerancia.

La norma ISO distingue dieciocho calidades (o dieciocho grados de tolerancia) designados como IT01 IT0, IT1, IT2, ..., IT16, con tanto menor índice de calidad cuanto mayor es el número asociado a la designación.

De esta forma, las calidades 01 a 3 para ejes y 01 a 4 para agujeros se usan para calibres y piezas de alta precisión. Las calidades 4 a 11 para ejes y 5 a 11 para agujeros, están previstas para piezas que van a estar sometidas a ajustes. Por último, las calidades superiores a 11 se usan para piezas o elementos aislados que no requieren un acabado tan fino.

En la tabla 7.2 se muestran los valores fundamentales en micras para cada una de las dieciocho calidades y para cada uno de los trece grupos de dimensiones de la serie principal.

Estos valores corresponden a la *anchura de la zona de tolerancia* para cada grupo de diámetros y para cada índice de calidad.

Grupos de diámetros (mm)	CALIDADES																	
	IT 01	IT 0	IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14	IT 15	IT 16
$d \leq 3$	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
$3 < d \leq 6$	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
$6 < d \leq 10$	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
$10 < d \leq 18$	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
$18 < d \leq 30$	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
$30 < d \leq 50$	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
$50 < d \leq 80$	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
$80 < d \leq 120$	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
$120 < d \leq 180$	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
$180 < d \leq 250$	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
$250 < d \leq 315$	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
$315 < d \leq 400$	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600
$400 < d \leq 500$	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000
Ultraprecisión			Calibre y piezas de gran precisión			Piezas o elementos destinados a ajustar								Piezas o elementos que no han de ajustar				

TABLA 7.2. Valores numéricos de amplitudes de zonas de tolerancia.

7.1.4. Posición de la zona de tolerancia

El sistema ISO de tolerancias define veintiocho posiciones diferentes para las zonas de tolerancia, situadas respecto a la línea cero. Se definen mediante unas letras (mayúsculas para agujeros y minúsculas para ejes), según se muestra a continuación:

Agujeros: A, B, C, CD, D, E, EF, F, FG, G, H, J, Js, K, M, N, P, R, S, T, U, V, X, Y, Z, ZA, ZB, ZC.

Ejes: a, b, c, cd, d, e, ef, f, fg, g, h, js, k, m, n, p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc.

En la figura 7.6 se observan las posiciones relativas de las distintas zonas de tolerancia para ejes y agujeros respecto a la línea cero.

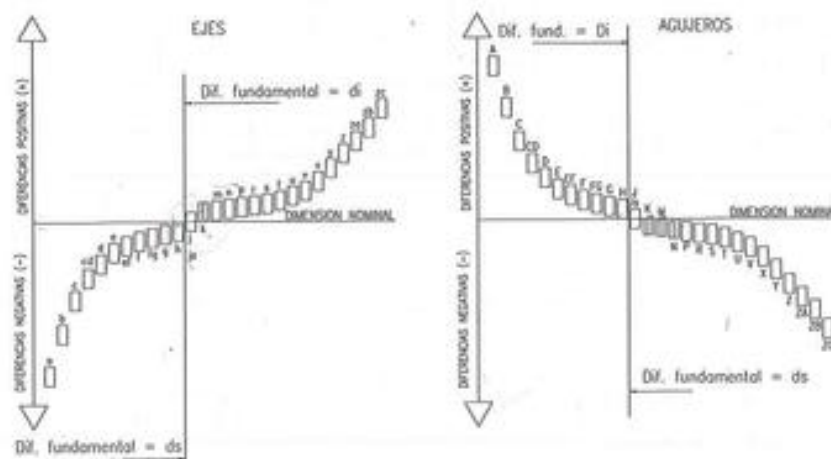


FIGURA 7.6. Posiciones de las zonas de tolerancia.

En la **tabla 7.3** se ofrecen las diferencias fundamentales para **ejes** expresadas en micras. La diferencia fundamental es igual a la superior " ds " para las posiciones a hasta h , y la inferior para las posiciones j hasta zc . La otra diferencia fundamental se puede calcular a través de las relaciones:

$$di = ds - t \quad \text{o} \quad ds = di + t$$

En la **tabla 7.4** se muestran las diferencias fundamentales para **agujeros** expresadas en micras. La diferencia fundamental es la inferior " Di " para las posiciones A hasta H , y la inferior para las posiciones J hasta ZC . La otra diferencia fundamental se puede calcular a través de las relaciones:

$$Ds = Di + T \quad \text{o} \quad Di = Ds - T$$

Dado que para cada grupo de diámetros nominales se pueden elegir un número elevado de zonas de tolerancia y de grados de calidad, se recomienda utilizar solamente algunas zonas de tolerancia, llamadas *zonas de tolerancia preferentes* (tabla 7.3).

						g5	h5	js5	k5	m5	n5	p5	r5	s5	t5	
					f6	g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6	
			e7	f7		h7	js7	k7	m7	n7	p7	r7	s7	t7	u7	
		d8	e8	f8		h8										
		d9	e9			h9										
		d10														
a11	b11	c11				h11										

						G6	H6	Js6	K6	M6	N6	P6	R6	S6	T6	
					F7	G7	H7	Js7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	T7	
			E8	F8		H8	Js8	K8	M8	N8	P8	R8				
		D9	E9	F9		H9										
		D10	E10			H10										
A11	B11	C11	D11			H11										

TABLA 7.3. Zonas de tolerancia preferentes.

Posición	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	j	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc							
Calidad	Todas las calidades																																	
Diferencia superior ds																									Diferencia inferior di									
Diferencia fundamental																																		
d ≤ 3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	-2	-4	-6	0	0	+6	+10	+14	+18	-	+20	-	+26	+32	+40	+60							
3 < d ≤ 6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0	-2	-4	-	+1	0	+8	+12	+15	+19	-	+28	-	+35	+42	+50	+80							
6 < d ≤ 10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0	-2	-5	-	+1	0	+10	+15	+19	+23	-	+34	-	+42	+52	+67	+97							
10 < d ≤ 14	-290	-150	-95	-	-50	-32	-	-16	-	-6	0	-3	-6	-	+1	0	+12	+18	+23	+28	-	+40	-	+50	+64	+90	+130							
14 < d ≤ 18																				+39	+45	-	+60	+77	+108	+150								
18 < d ≤ 24	-300	-160	-110	-	-65	-40	-	-20	-	-7	0	-4	-8	-	+2	0	+15	+22	+28	+35	-	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136						
24 < d ≤ 30																				+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160							
30 < d ≤ 40	-310	-170	-120	-	-80	-50	-	-25	-	-9	0	-5	-10	-	+2	0	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200						
40 < d ≤ 50	-320	-180	-130	-	-100	-60	-	-30	-	-10	0	-7	-12	-	+2	0	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300						
50 < d ≤ 65	-340	-190	-140	-	-100	-60	-	-30	-	-10	0	-7	-12	-	+2	0	+23	+37	+43	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360						
65 < d ≤ 80	-360	-200	-150	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0	-9	-15	-	+3	0	+27	+43	+54	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445						
80 < d ≤ 100	-380	-220	-170	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0	-9	-15	-	+3	0	+27	+43	+54	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445						
100 < d ≤ 120	-410	-240	-180	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0	-11	-18	-	+3	0	+27	+43	+54	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445						
120 < d ≤ 140	-460	-260	-200	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0	-11	-18	-	+3	0	+27	+43	+54	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445						
140 < d ≤ 160	-520	-280	-210	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0	-11	-18	-	+3	0	+27	+43	+54	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445						
160 < d ≤ 180	-580	-310	-230	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0	-11	-18	-	+3	0	+27	+43	+54	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445						
180 < d ≤ 200	-660	-340	-240	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0	-11	-18	-	+3	0	+27	+43	+54	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445						
200 < d ≤ 225	-740	-380	-260	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0	-13	-21	-	+4	0	+31	+50	+80	+130	+158	+258	+340	+425	+520	+640	+820	+1050						
225 < d ≤ 250	-820	-420	-280	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0	-13	-21	-	+4	0	+31	+50	+80	+130	+158	+258	+340	+425	+520	+640	+820	+1050						
250 < d ≤ 280	-920	-460	-300	-	-190	-110	-	-56	-	-17	0	-16	-26	-	+4	0	+34	+56	+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050						
280 < d ≤ 315	-1050	-540	-350	-	-210	-125	-	-62	-	-18	0	-18	-28	-	+4	0	+37	+62	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1150						
315 < d ≤ 355	-1200	-600	-360	-	-210	-125	-	-62	-	-18	0	-18	-28	-	+4	0	+37	+62	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1150						
355 < d ≤ 400	-1350	-680	-400	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0	-20	-32	-	+5	0	+40	+68	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1100	+1300						
400 < d ≤ 450	-1500	-760	-440	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0	-20	-32	-	+5	0	+40	+68	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1100	+1300						
450 < d ≤ 500	-1650	-840	-480	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0	-20	-32	-	+5	0	+40	+68	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1100	+1300						

Para la posición js, di = - IT/2 y ds = IT/2

TABLA 7.4. Diferencias fundamentales para ejes (en micras).

Posición	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	Js
Calidad	Todas las calidades											
Diámetro	Diferencia inferior Di											
$d \leq 3$	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	-IT/2
$3 < d \leq 6$	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	
$6 < d \leq 10$	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	
$10 < d \leq 18$	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0	
$18 < d \leq 30$	+300	+160	+110	-	+65	+40	-	+20	-	+7	0	
$30 < d \leq 40$	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0	
$40 < d \leq 50$	+320	+180	+130	-	-	-	-	-	-	-	0	
$50 < d \leq 65$	+340	+190	+140	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0	
$65 < d \leq 80$	+360	+200	+150	-	-	-	-	-	-	-	0	
$80 < d \leq 100$	+380	+220	+170	-	+120	+72	-	+36	-	+12	0	
$100 < d \leq 120$	+410	+240	+180	-	-	-	-	-	-	-	0	
$120 < d \leq 140$	+460	+260	+200	-	-	-	-	-	-	-	0	
$140 < d \leq 160$	+520	+280	+210	-	+145	+85	-	+43	-	+14	0	
$160 < d \leq 180$	+580	+310	+230	-	-	-	-	-	-	-	0	
$180 < d \leq 200$	+660	+340	+240	-	-	-	-	-	-	-	0	
$200 < d \leq 225$	+740	+380	+260	-	+170	+100	-	+50	-	+15	0	
$225 < d \leq 250$	+820	+420	+280	-	-	-	-	-	-	-	0	
$250 < d \leq 280$	+920	+480	+300	-	+190	+110	-	+56	-	+17	0	
$280 < d \leq 315$	+1050	+540	+330	-	-	-	-	-	-	-	0	
$315 < d \leq 335$	+1200	+600	+360	-	+210	+125	-	+62	-	+18	0	
$335 < d \leq 400$	+1350	+680	+400	-	-	-	-	-	-	-	0	
$400 < d \leq 450$	+1500	+760	+440	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$450 < d \leq 500$	+1650	+840	+480	-	-	-	-	-	-	-	0	

Posición	J			K				M					N					P			
Calidad	6	7	8	5	6	7	8	5	6	7	8	≥9	5	6	7	8	≥9	5	6	7	≥8
Diámetro	Diferencia superior Ds																				
d ≤ 3	+2	+4	+6	0	0	0	0	-2	-2	-2	-2	-2	-4	-4	-4	-4	-4	-6	-6	-6	-6
3 < d ≤ 6	+5	+6	+10	0	+2	+3	+5	-3	-1	0	+2	-4	-7	-5	-4	-2	0	-11	-9	-8	-12
6 < d ≤ 10	+5	+8	+12	+1	+2	+5	+6	-4	-3	0	+1	-6	-8	-7	-4	-3	0	-13	-12	-9	-15
10 < d ≤ 18	+6	+10	+15	+2	+2	+6	+8	-4	-4	0	+2	-7	-9	-9	-5	-3	0	-15	-15	-11	-18
18 < d ≤ 30	+8	+12	+20	+1	+2	+6	+10	-5	-4	0	+4	-8	-12	-11	-7	-3	0	-19	-18	-14	-22
30 < d ≤ 40	+10	+14	+24	+2	+3	+7	+12	-5	-4	0	+5	-9	-13	-12	-8	-3	0	-22	-21	-17	-26
40 < d ≤ 50																					
50 < d ≤ 65	+13	+18	+28	+3	+4	+9	+14	-6	-5	0	+5	-11	-15	-14	-9	-4	0	-27	-26	-21	-32
65 < d ≤ 80																					
80 < d ≤ 100	+16	+22	+34	+2	+4	+10	+16	-8	-6	0	+6	-13	-18	-16	-10	-4	0	-32	-30	-24	-37
100 < d ≤ 120																					
120 < d ≤ 140																					
140 < d ≤ 160	+18	+26	+41	+3	+4	+12	+20	-9	-8	0	+8	-15	-21	-20	-12	-4	0	-37	-36	-28	-43
160 < d ≤ 180																					
180 < d ≤ 200																					
200 < d ≤ 225	+22	+30	+47	+2	+5	+13	+22	-11	-8	0	+9	-17	-25	-22	-14	-5	0	-44	-41	-33	-50
225 < d ≤ 250																					
250 < d ≤ 280	+25	+36	+55	+3	+5	+16	+25	-13	-9	0	+9	-20	-27	-25	-14	-5	0	-49	-47	-36	-56
280 < d ≤ 315																					
315 < d ≤ 335	+29	+39	+60	+3	+7	+17	+28	-14	-10	0	+11	-21	-30	-26	-16	-5	0	-55	-51	-41	-62
335 < d ≤ 400																					
400 < d ≤ 450	+33	+43	+66	+2	+8	+18	+29	-16	-10	0	+11	-23	-33	-27	-17	-6	0	-61	-55	-45	-68
450 < d ≤ 500																					

TABLA 7.5. Diferencias fundamentales para agujeros (en micras).

Posición	R				S				T				U			
Calidad	5	6	7	≥8	5	6	7	≥8	5	6	7	≥8	5	6	7	≥8
Diámetro	Diferencia superior Ds															
d ≤ 3	-10	-10	-10	-10	-14	-14	-14	-14	-	-	-	-	-18	-18	-18	-18
3 < d ≤ 6	-14	-12	-11	-15	-18	-16	-15	-19	-	-	-	-	-22	-20	-19	-23
6 < d ≤ 10	-17	-16	-13	-19	-21	-20	-17	-23	-	-	-	-	-26	-25	-22	-28
10 < d ≤ 14	-20	-20	-16	-23	-25	-25	-21	-28	-	-	-	-	-30	-30	-26	-33
14 < d ≤ 18	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
18 < d ≤ 24	-25	-24	-20	-28	-32	-31	-27	-35	-	-	-	-	-38	-37	-33	-41
24 < d ≤ 30	-	-	-	-	-	-	-	-	-38	-37	-33	-41	-45	-44	-40	-48
30 < d ≤ 40	-30	-29	-25	-34	-39	-38	-34	-43	-44	-43	-39	-48	-56	-55	-51	-60
40 < d ≤ 50	-	-	-	-	-	-	-	-	-50	-49	-45	-54	-66	-65	-61	-70
50 < d ≤ 65	-36	-35	-30	-41	-48	-47	-42	-53	-61	-60	-55	-66	-82	-81	-76	-87
65 < d ≤ 80	-38	-37	-32	-43	-54	-53	-48	-59	-70	-69	-64	-75	-97	-96	-91	-102
80 < d ≤ 100	-46	-44	-38	-51	-66	-64	-58	-71	-86	-84	-78	-91	-119	-117	-111	-124
100 < d ≤ 120	-49	-47	-41	-54	-74	-72	-66	-79	-99	-97	-91	-104	-139	-137	-131	-144
120 < d ≤ 140	-57	-56	-48	-63	-86	-85	-77	-92	-116	-115	-107	-122	-164	-163	-155	-170
140 < d ≤ 160	-59	-58	-50	-65	-94	-93	-85	-100	-128	-127	-119	-134	-184	-183	-175	-190
160 < d ≤ 180	-62	-61	-53	-68	-102	-101	-93	-108	-140	-139	-131	-146	-204	-203	-195	-210
180 < d ≤ 200	-71	-68	-60	-77	-116	-113	-105	-122	-160	-157	-149	-166	-230	-227	-219	-236
200 < d ≤ 225	-74	-71	-63	-80	-124	-121	-113	-130	-174	-171	-163	-180	-252	-249	-241	-258
225 < d ≤ 250	-78	-75	-67	-84	-134	-131	-123	-140	-190	-187	-179	-196	-278	-275	-267	-284
250 < d ≤ 280	-87	-85	-74	-94	-151	-149	-138	-158	-211	-209	-198	-218	-308	-306	-295	-315
280 < d ≤ 315	-91	-89	-78	-98	-163	-161	-150	-170	-233	-231	-220	-240	-343	-341	-330	-350
315 < d ≤ 355	-101	-97	-87	-108	-183	-179	-169	-190	-261	-257	-247	-268	-383	-379	-369	-390
355 < d ≤ 400	-107	-103	-93	-114	-201	-197	-187	-208	-287	-283	-273	-294	-428	-424	-414	-435
400 < d ≤ 450	-119	-113	-103	-126	-225	-219	-209	-232	-323	-317	-307	-330	-483	-477	-467	-490
450 < d ≤ 500	-125	-119	-109	-132	-245	-239	-229	-252	-353	-347	-337	-360	-533	-527	-517	-540

Posición	V				X				Y				Z				ZA	ZB	ZC
Calidad	5	6	7	≥8	5	6	7	≥8	6	7	≥8	6	7	≥8	7	≥8	≥8	≥8	≥8
Diámetro	Diferencia superior Ds																		
d ≤ 3	-	-	-	-	-20	-20	-20	-20	-	-	-	-26	-26	-26	-32	-32	-40	-60	-60
3 < d ≤ 6	-	-	-	-	-27	-25	-24	-28	-	-	-	-32	-31	-35	-38	-42	-50	-80	-80
6 < d ≤ 10	-	-	-	-	-32	-31	-28	-34	-	-	-	-39	-36	-42	-46	-52	-67	-97	-97
10 < d ≤ 14	-	-	-	-	-37	-37	-33	-40	-	-	-	-47	-43	-50	-57	-64	-90	-130	-130
14 < d ≤ 18	-36	-36	-32	-39	-42	-42	-38	-45	-	-	-	-57	-53	-60	-70	-77	-108	-150	-150
18 < d ≤ 24	-44	-43	-39	-47	-51	-50	-46	-54	-59	-55	-63	-69	-65	-73	-90	-98	-136	-188	-188
24 < d ≤ 30	-52	-51	-47	-55	-61	-60	-56	-64	-71	-67	-75	-84	-80	-88	-110	-118	-160	-218	-218
30 < d ≤ 40	-64	-63	-59	-68	-76	-75	-71	-80	-89	-85	-94	-107	-103	-112	-139	-148	-200	-274	-274
40 < d ≤ 50	-77	-76	-72	-81	-93	-92	-88	-97	-109	-105	-114	-131	-127	-136	-171	-180	-242	-325	-325
50 < d ≤ 65	-97	-96	-91	-102	-117	-116	-111	-122	-138	-133	-144	-166	-161	-172	-215	-226	-300	-405	-405
65 < d ≤ 80	-115	-114	-109	-120	-141	-140	-135	-146	-168	-163	-174	-204	-199	-210	-263	-274	-360	-480	-480
80 < d ≤ 100	-141	-139	-133	-146	-173	-171	-165	-178	-207	-201	-214	-251	-245	-258	-322	-335	-445	-585	-585
100 < d ≤ 120	-167	-165	-159	-172	-205	-203	-197	-210	-247	-241	-254	-303	-297	-310	-387	-400	-525	-690	-690
120 < d ≤ 140	-196	-195	-187	-202	-242	-241	-233	-248	-293	-285	-300	-358	-350	-365	-455	-470	-620	-800	-800
140 < d ≤ 160	-222	-221	-213	-228	-274	-273	-265	-280	-333	-325	-340	-408	-400	-415	-520	-535	-700	-900	-900
160 < d ≤ 180	-246	-245	-237	-252	-304	-303	-295	-310	-373	-365	-380	-458	-450	-465	-585	-600	-780	-1000	-1000
180 < d ≤ 200	-278	-275	-267	-284	-344	-341	-333	-350	-416	-408	-425	-511	-503	-520	-653	-670	-880	-1150	-1150
200 < d ≤ 225	-304	-301	-293	-310	-379	-376	-368	-385	-461	-453	-470	-566	-558	-575	-723	-740	-960	-1250	-1250
225 < d ≤ 250	-334	-331	-323	-340	-419	-416	-408	-425	-511	-503	-520	-631	-623	-640	-803	-820	-1050	-1350	-1350
250 < d ≤ 280	-378	-376	-365	-385	-468	-466	-455	-475	-571	-560	-580	-701	-690	-710	-900	-920	-1200	-1550	-1550
280 < d ≤ 315	-418	-416	-405	-425	-518	-516	-505	-525	-641	-630	-650	-781	-770	-790	-980	-1000	-1300	-1700	-1700
315 < d ≤ 355	-468	-464	-454	-475	-583	-579	-569	-590	-719	-709	-730	-889	-879	-900	-1129	-1150	-1500	-1900	-1900
355 < d ≤ 400	-523	-519	-509	-530	-653	-649	-639	-660	-809	-799	-820	-989	-979	-1000	-1279	-1300	-1650	-2100	-2100
400 < d ≤ 450	-588	-582	-572	-595	-733	-727	-717	-740	-907	-897	-920	-1087	-1077	-1100	-1427	-1450	-1850	-2400	-2400
450 < d ≤ 500	-653	-647	-637	-660	-813	-807	-797	-820	-987	-977	-1000	-1237	-1227	-1250	-1577	-1600	-2100	-2600	-2600

TABLA 7.5. (cont.) Diferencias fundamentales para agujeros (en micras).

7.2. Ajustes

7.2.1. Introducción y definiciones

Se denomina *ajuste* a la diferencia entre las medidas antes del montaje de dos piezas que han de acoplar. Según la zona de tolerancia de la medida interior y exterior, el ajuste puede ser: *ajuste móvil o con juego*, *ajuste indeterminado* y *ajuste fijo o con apriete*.

Se denomina *juego* (J) a la diferencia entre las medidas del agujero y del eje, antes del montaje, cuando ésta es positiva, es decir, cuando la dimensión real del eje es menor que la del agujero. *Ajuste con juego o ajuste móvil* es un tipo de ajuste en el que la diferencia entre las medidas efectivas de agujero y eje resulta positiva (figura 7.7). *Juego máximo* (JM) es la diferencia que hay entre la medida máxima del agujero y la mínima del eje. *Juego mínimo* (Jm) es la diferencia entre la medida mínima del agujero y la máxima del eje. Se llama *tolerancia del juego* (TJ) a la diferencia entre los juegos máximo y mínimo, que coincide con la suma de las tolerancias del agujero y del eje.

$$\begin{aligned} J &= De - de > 0 \\ JM &= DM - dm \\ Jm &= Dm - dM \\ TJ &= JM - Jm = T + t \end{aligned}$$

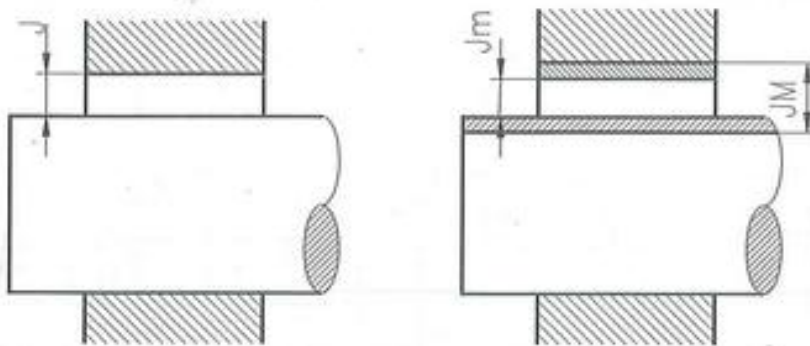


FIGURA 7.7. Juegos.

Se denomina *apriete* (A) a la diferencia entre las medidas efectivas de eje y agujero, antes del montaje, cuando ésta es positiva, es decir, cuando la dimensión real del eje es mayor que la del agujero. *Ajuste con apriete o ajuste fijo* es un tipo de ajuste en el que la diferencia entre las medidas efectivas de eje y agujero es negativa (figura 7.8). *Apriete máximo* (AM) es el valor de la diferencia entre la medida máxima del eje y la mínima del agujero. *Apriete mínimo* (Am) es el valor de la diferencia entre la medida mínima del eje y la máxima del agujero. Se llama *tolerancia del apriete* (TA) a la diferencia entre los aprietos máximo y mínimo, que coincide con la suma de las tolerancias del agujero y del eje.

$$\begin{aligned} A &= de - De > 0 \\ AM &= dM - Dm \\ Am &= dm - DM \\ TA &= AM - Am = T + t \end{aligned}$$

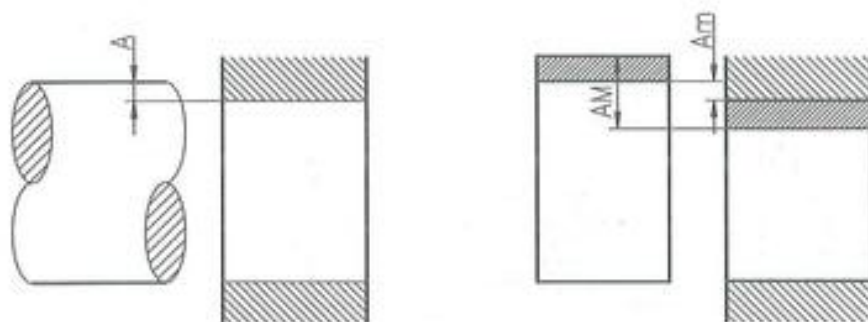


FIGURA 7.8. Aprietos.

Se denomina **ajuste indeterminado (I)** a un tipo de ajuste en el que la diferencia entre las medidas efectivas de agujero y eje puede ser positiva o negativa, dependiendo de cada montaje concreto (Figura 7.9). Se llama **tolerancia del ajuste indeterminado (TI)** a la suma del juego máximo y del aprieto máximo, que coincide con la suma de las tolerancias del agujero y del eje.

$$I = De - de < 0 \text{ ó } > 0$$

$$JM = DM - dm$$

$$AM = dM - Dm$$

$$TI = JM + AM = T + t$$

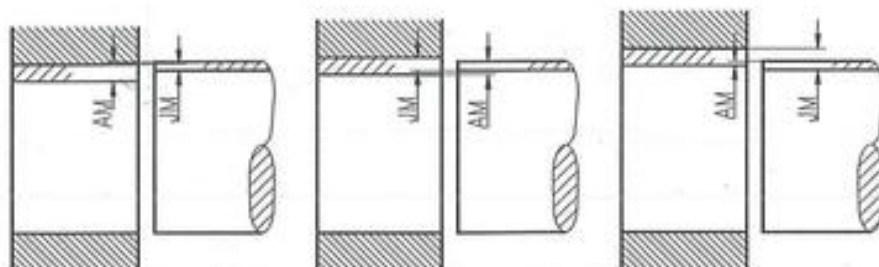


FIGURA 7.9. Ajustes indeterminados.

7.2.2. Representación de los ajustes

Los ajustes se designan simbólicamente indicando las tolerancias del agujero y del eje por medio de cifras (figura 7.10) o por medio de los símbolos ISO (figura 7.11).

Cuando se indican las cifras de las tolerancias, la representación del ajuste puede realizarse designando el elemento (figura 7.10a) o identificándolo con su número de marca (figura 7.10 b).

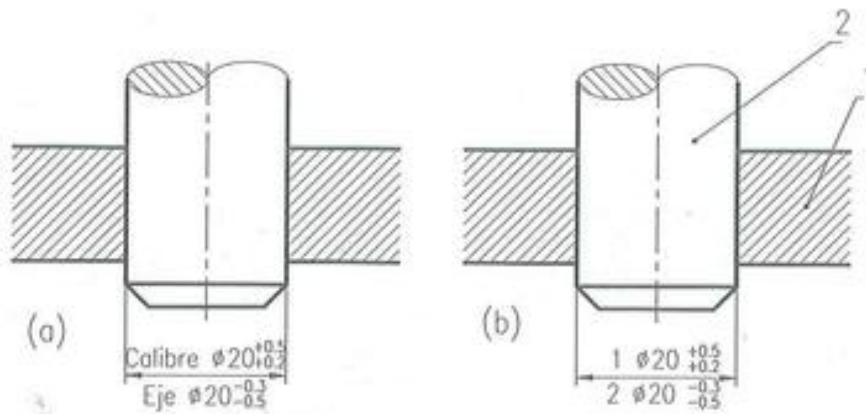


FIGURA 7.10. Representación de las tolerancias de los ajustes por medio de cifras.

Cuando se utilizan los símbolos ISO, el símbolo de la tolerancia del agujero debe consignarse antes que el del eje (figura 7.11a) o sobre éste (figura 7.11b).

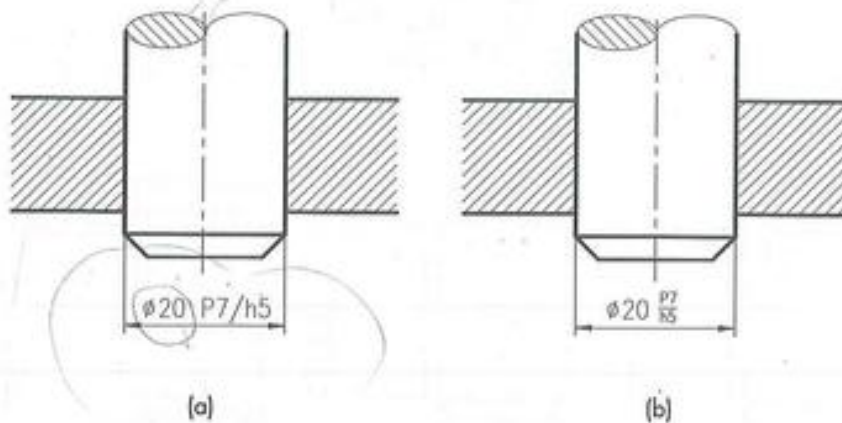


FIGURA 7.11. Representación de las tolerancias de los ajustes mediante símbolos ISO.

7.2.3. Sistemas ISO de ajuste

Los sistemas de ajuste se utilizan para reducir y simplificar la enorme variedad de ajustes posibles. Se denomina *sistema de ajuste* a una serie sistemática de ajustes que es el resultado de la combinación de determinadas zonas de tolerancia para ejes y agujeros. ISO utiliza solamente dos sistemas de ajuste, denominados sistema de *agujero base* y sistema de *eje base*.

A) Sistema de agujero base o agujero único

El sistema de *agujero base o agujero único* es un sistema de ajuste en el que las diferencias fundamentales de todos los agujeros son iguales (agujero único). El sistema ISO elige un agujero cuya diferencia inferior es nula, es decir, la zona de tolerancia está en posición *H*

(figura 7.12). De esta forma los diferentes ajustes (juegos o aprietos) se obtienen a partir de un agujero con la zona de tolerancia en posición H y un eje con posición variable en función del tipo de ajuste. La calidad del agujero también puede ser variable.

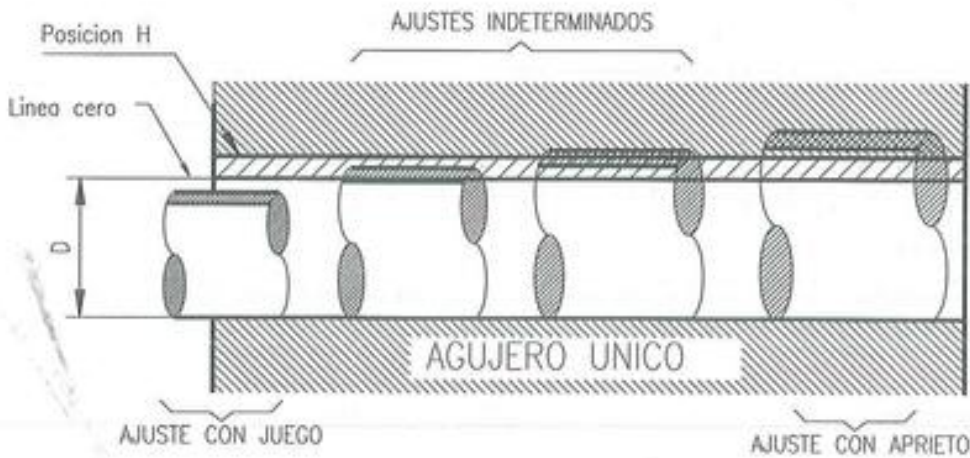


FIGURA 7.12. Sistema de agujero único.

B) Sistema de eje base o eje único

El sistema de *eje base o eje único* es un sistema de ajuste en el que las diferencias fundamentales de todos los ejes son iguales (eje único). El sistema ISO elige un eje cuya diferencia superior es nula, es decir, la zona de tolerancia está en posición h (figura 7.13). De esta forma los diferentes ajustes (juegos o aprietos) se obtienen a partir de un eje con la zona de tolerancia en posición h y un agujero con posición variable en función del tipo de ajuste. La calidad del eje también puede ser variable.

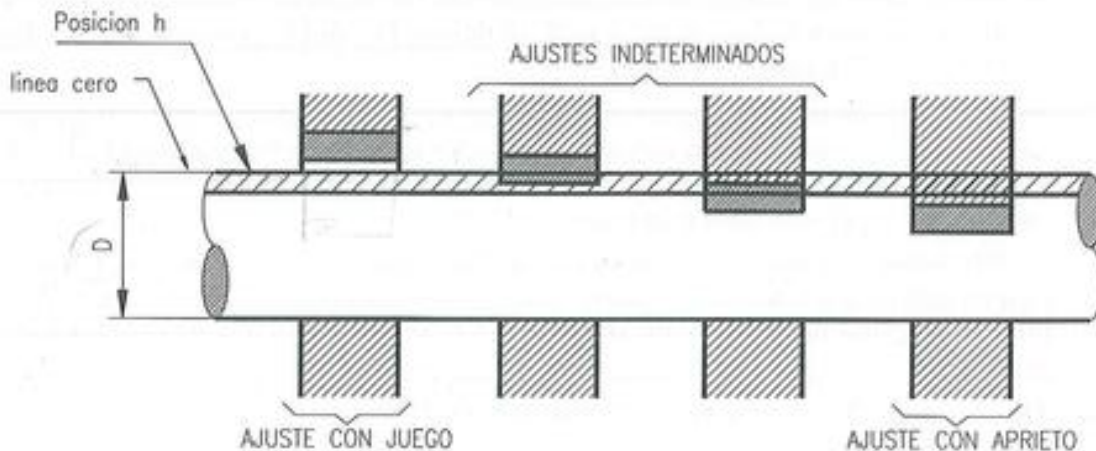


FIGURA 7.13. Sistema de eje único.

C) Sistema mixto

Se denomina sistema mixto a un sistema de ajuste en el que las posiciones del agujero y del eje no son ni la H ni la h . Únicamente se debe recurrir a este sistema cuando por algún motivo no se puedan utilizar ni los sistemas de agujero base ni los de eje base.

7.2.4. Elección de los ajustes. Aplicaciones

El objetivo de esta sección es dar unas breves orientaciones en relación a la elección del sistema de ajuste, ya que este tema está fuera del ámbito que comprende el presente texto.

Al fijar los juegos límites de un acoplamiento se deben tener en cuenta los siguientes factores:

- Estado superficial: una tolerancia muy pequeña pierde todo su valor si las irregularidades son mayores que la tolerancia. Los signos de mecanizado y las indicaciones de tolerancias y ajustes tienen que ser compatibles.
- Naturaleza del material del que se hacen las piezas.
- Velocidad de funcionamiento.
- Naturaleza, intensidad, dirección, sentido, variación y prioridad de los esfuerzos.
- Engrase.
- Temperatura de funcionamiento: este factor es muy importante, dado que la temperatura provoca dilataciones y modifica el acoplamiento.
- Desgaste.
- Geometría del conjunto, con el fin de que las tolerancias de forma y posición sean compatibles con las indicaciones de tolerancia del juego.

Una vez considerados los factores anteriores, para determinar los juegos límites se tendrá en cuenta que:

- Se debe evitar todo exceso de precisión y toda precisión inútil. La precisión es cara, por lo que las tolerancias serán tan amplias como sea posible, teniendo en cuenta por supuesto el buen funcionamiento del conjunto. Deben evitarse siempre excesos de precisión cuando no sean necesarios. Por esta razón, y para una mayor economía de la fabricación y del control, se han seleccionado las zonas de tolerancia preferentes dentro de los sistemas ISO de eje y agujero únicos. Por último, es conveniente elegir una zona de tolerancia preferente.
- Siempre que sea posible se debe adoptar mayor tolerancia para el agujero que para el eje. En ocasiones, los elementos normalizados (por ejemplo, rodamientos) tienen predeterminada su tolerancia, por lo que solamente se deberá determinar la del elemento que encaje con ellos (eje o agujero).
- Se deben elegir las tolerancias de forma que las calidades del eje y del agujero no varíen en más de dos índices. Si existen varias combinaciones posibles de índices de calidad, todas ellas próximas entre sí, se elegirá la combinación que dé más tolerancia al ajuste.
- Siempre se ha de tener en cuenta la experiencia de ajustes análogos que resulten satisfactorios.

En la tabla 7.6 se presentan los ajustes utilizados con más frecuencia. Una vez determinado el ajuste mínimo compatible con el funcionamiento del conjunto se elige, si es posible de entre los que aparecen en la tabla, el que más se aproxime a lo calculado.

Ajuste		Posición del eje	Calidad del eje				
Tipo	Aplicación		H6	H7	H8	H9	H11
Móvil	Montaje que necesita gran juego (dilatación, mala alineación, etc.)	c d				9 9	11 11
	Montaje deslizante o giratorio (engrase necesario)	e f	6	7 6-7	8 7	9	
	Piezas con guía para pequeños desplazamientos	g	5	6			
Fijo	Montaje fácil Desmontaje sin deterioro No transmisión de esfuerzos	h js k m	5 5 5	6 6 6	7	8	
	Montaje a presión o dilatación Desmontaje con deterioro Transmisión de esfuerzos	p s u x z		6	7 7 7 7		

TABLA 7.6. Selección de los ajustes. (Leiceaga Baltar, J., *Normas de Dibujo Técnico*. Ed. Donostiarra, 1986).

El sistema de agujero base es el que se utiliza preferentemente debido a que por lo general es más fácil modificar las tolerancias de un eje que los de un agujero. Sin embargo, en algunos casos resulta más ventajoso el eje único (cuando la pieza macho está normalizada, cuando la pieza macho es un árbol que tiene que ajustar con agujeros de diámetros diversos o cuando se utilizan ejes de acero estirado).

Como norma general, a un agujero de una calidad determinada, se le asocia un eje de calidad inmediatamente inferior o igual en la escala (por ejemplo, H7/n6, N7/h6, H7/h7, etc.). En estos tipos de ajuste pueden permutarse entre sí las letras que designan la posición sin que se vea alterado el tipo de ajuste. De esta forma, H7/n6 equivale a N7/h6, H6/g5 equivale a G5/h6, etc.

Respecto al montaje de las piezas, cuanto mayores sean los ajustes, se necesitarán más ayudas para montar y desmontar las piezas. De esta forma, las piezas con aprieto pueden montarse a mano, con mazos o martillos o con prensas. En algunas ocasiones es necesario calentar una de las piezas, tallar un cono de entrada, etc. Asimismo, el desmontaje puede hacerse a mano con algún tipo de ayuda.

Respecto a las aplicaciones en que pueden utilizarse ajustes, en la tabla 7.7 se exponen las más características.

Tipo	Agujero base		Eje base		Clase	Características	Aplicaciones
	Agujero	Eje	Eje	Agujero			
Fino	H7	s6/r6	h6	S7/R7	Prensado	Montaje a presión No seguro de giro	Casquillos y coronas de bronce, acoplamientos en extremos de ejes
		n6		N7	Forzado duro	Montaje difícil Seguro de giro	Casquillos de bronce, manguitos en cubos, collares calados sobre ejes

Tipo	Agujero base		Eje base		Clase	Características	Aplicaciones
	Agujero	Eje	Eje	Agujero			
Fino		k6		K7	Forzado medio	Montaje a martillo Seguro giro y deslizamiento	Rodamientos, discos de levas, poleas y volantes, manivelas
		j6		J7	Forzado ligero	Montaje a mano Ambos seguros	Piezas de máquinas herramienta y otras desmontables con frecuencia
		h6		H7	Deslizante		Engranajes, piezas importantes de máquina herramienta
		g6		G7	Giratorio	Juego pequeño de rodamientos	Émbolos, bridas, anillos
		f7		F8	Holgado	Juego mediano	Cojinetes de bielas, ruedas dentadas, cajas de cambio
Medio	H8	h9	h9	H9	Deslizante		Poleas fijas, manivelas y acoplamientos deslizantes sobre el eje
		e8		E9	Giratorio	Juego mediano	Piezas de motores, bombas, ventiladores
		d9		D10	Holgado	Juego amplio	Soportes de ejes, poleas locas
Basto	H11	h11	h11	H11	Deslizante		Piezas de maquinaria agrícola
		d9		D10	Giratorio	Juego mediano	Ejes de movimiento longitudinal, aros, palancas y manivelas desmontables
		e11		E11	Holgado	Juego amplio	Cojinetes de máquinas domésticas, pasadores ejes
		a11		A11	Muy holgado		Piezas de locomotoras Cojinetes ejes de freno

TABLA 7.7. Aplicaciones de los ajustes. (Leiceaga Baltar, J., Normas de Dibujo Técnico. Ed. Donostiarra, 1986).

7.2.5. Determinación del ajuste normalizado

En primer lugar se determinarán los ajustes límites (JM y Jm, AM y Am, etc.) que se quieren utilizar, bien por cálculo, bien por experiencia. En los ejercicios que se van a realizar, normalmente serán siempre datos del problema. Seguidamente se deducirán las dimensiones normalizadas del agujero y del eje. Para ello se procederá del modo siguiente:

1. Determinar el valor de la tolerancia del ajuste. Por ejemplo, para un juego:

$$TJ = JM - Jm = (DM - Dm) + (dM - dm)$$

2. Repartir la tolerancia TJ entre dos tolerancias normalizadas, procurando que la diferencia de calidades entre eje y agujero sea uno o dos puntos, y que la mayor corresponda al agujero (la tolerancia más elevada debe ser la del agujero). Elegir las tolerancias de eje y agujero, de forma que su suma sea lo más próxima posible a la del ajuste y menor que ésta. Por ejemplo, para un juego:

$$JM - Jm \geq T + t$$

3. Se elige el sistema de ajuste normalizado (agujero o eje único o mixto).
4. Establecer las condiciones para determinar el ajuste normalizado.

A) Ejemplo

Se desea realizar un ajuste normalizado para un diámetro nominal de 70 mm con:

$$JM = 130 \mu\text{m} \text{ y } Jm = 40 \mu\text{m}$$

De esta forma, para diámetro nominal 70 se buscará en la tabla I una pareja de valores, T y t, para eje y agujero de forma que:

$$TJ = 130 - 40 = 90 \mu\text{m} \geq T \text{ (IT Agujero)} + t \text{ (IT Eje)}$$

Para D= 70 mm, se tendrá que:

$$t \text{ (IT7)} = 30 \quad \text{e} \quad T \text{ (IT8)} = 46$$

de forma que $T + t = 76 \leq 90$

B) Sistema de ajuste de agujero base

En el sistema de agujero único o agujero base, el ajuste corresponderá a una posición *H* para el agujero. Establecidas las tolerancias para eje y agujero y la posición de la zona de tolerancia *H* para el agujero, el ajuste de la forma será 70 H8 / ?7.

Para determinar el ajuste concreto, se deberán tener en cuenta los condicionantes de diseño, que pueden ser de dos tipos. Dados un juego máximo y un juego mínimo como datos de partida, se puede buscar el ajuste teniendo en cuenta que:

- a) Su juego máximo sea menor que el dato de diseño y su juego mínimo sea mayor que el de diseño (en este caso siempre se cumplirá la condición de que el ajuste tendrá un juego máximo, que como máximo será el de diseño, y un juego mínimo, que como mínimo será el de diseño).
- b) Es posible averiguar el ajuste más próximo a los datos de partida, pudiéndose obtener un juego máximo ligeramente superior al de diseño o un juego mínimo ligeramente inferior al de diseño dependiendo del enunciado del problema.

Veamos cómo se obtendría el ajuste (figura 7.14):

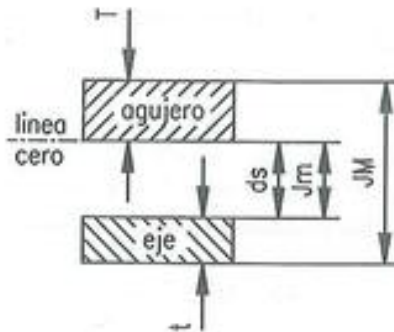


FIGURA 7.14. Sistema de agujero base.

Si el juego máximo debe ser, como máximo 130, se deberá cumplir que:

$$130 \geq DM - dm = (Di + T) - (ds - t)$$

y sustituyendo por los valores conocidos de $T = 46$, $t = 30$ y $Di = 0$, resulta la siguiente condición de:

$$130 \geq (0 + 46) - (ds - 30)$$

es decir:

$$ds \geq -54$$

Por otra parte, si el juego mínimo debe ser como mínimo 40, se deberá cumplir que:

$$40 \leq Dm - dM = (Di) - (ds)$$

que sustituyendo por los valores conocidos de $Di = 0$, resulta una condición de:

$$ds \leq -40$$

es decir, se debe cumplir simultáneamente que:

$$ds \geq -54 \quad \text{y} \quad ds \leq -40$$

por lo que no hay ningún valor de ds que cumpla las dos condiciones.

Está claro que para calidades IT8 e IT7, no existe ningún ajuste que tenga sus juegos máximo y mínimo comprendidos entre los de diseño. En este caso se deberá reducir uno de los dos índices de calidad, tomándose calidad 7 para el agujero.

La posición más cercana a las dos condiciones, aunque no cumple la primera, es la posición e con $ds = -60$, obteniéndose el ajuste 70 H8/e7. Para este caso se tendrán unos juegos máximos y mínimos de:

$$JM = 46 + 60 + 30 = 136 \mu\text{m}$$

$$Jm = 60 \mu\text{m}$$

Como se puede observar, este ajuste tiene unos límites superiores a los marcados, aunque es el que más se aproxima. En el caso de no ser aceptables las pequeñas diferencias obtenidas, habría que elegir un ajuste tal que el campo de variación de sus juegos estuviera comprendido entre los valores dados.

Si se toma calidad 7 para el agujero tendremos:

$$130 \geq DM - dm = (Di + T) - (ds - t)$$

donde sustituyendo por los valores conocidos de $T = 30$, $t = 30$ y $Di = 0$, resulta una condición de:

$$130 \geq (0 + 30) - (ds - 30)$$

es decir:

$$ds \geq -70$$

Por otra parte, si el juego mínimo debe ser como mínimo 60, se deberá cumplir que:

$$40 \leq Dm - dM = (Di) - (ds)$$

que sustituyendo por los valores conocidos de $Di = 0$, resulta una condición de:

$$ds \leq -40$$

es decir, se debe cumplir simultáneamente que:

$$ds \geq -70 \text{ y } ds \leq -40$$

por lo que existe la posición e, con $ds = -60$ que cumple la condición, por lo que finalmente tendremos:

$$JM = 30 + 30 + 6 = 120 \mu m$$

$$Jm = 60 \mu m$$

C) Sistema de eje base

En el sistema de eje único o eje base, el ajuste será $70 \text{ } _8/h7$.

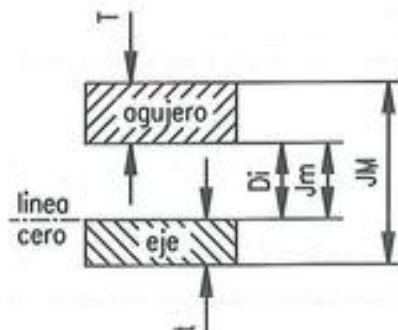


FIGURA 7.15. Sistema de eje base.

En la tabla de desviaciones de ejes, para $d = 70 \text{ mm}$ (entre 65 y 80) el valor más próximo a $J_m = 40 \mu\text{m}$ es la posición E con $D_i = 60 \mu\text{m}$.

El ajuste normalizado en este sistema sería el 70 E8/h7, donde:

$$JM = 46 + 60 + 30 = 136 \mu\text{m}$$

$$J_m = 60 \mu\text{m}$$

Como en el caso anterior, no se cumplen los límites, aunque es el ajuste que más se aproxima a los datos dados.

De igual forma que en el caso anterior, si no se pueden aceptar las variaciones de los juegos con respecto a los valores dados, se elegirá un ajuste que tenga el campo de variación comprendido entre los dados. De esta forma el ajuste 70 E7/h7 cumple las condiciones, ya que:

$$JM = 30 + 60 + 30 = 120 \mu\text{m}$$

$$J_m = 60 \mu\text{m}$$

D) Sistema mixto

Es un sistema que puede ser utilizado cuando los ajustes determinados según los sistemas de eje único o agujero único no satisfacen las condiciones impuestas. Las posiciones relativas de las zonas de tolerancia pueden ser varias.

Caso 1 (figura 7.16): las zonas de tolerancia del eje y del agujero están por encima de la línea cero, es decir:

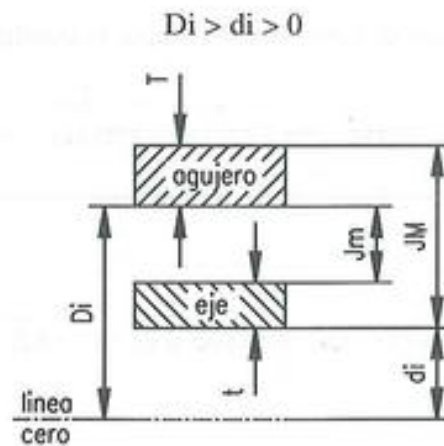


FIGURA 7.16. Caso 1 del sistema mixto.

Para calidades 8 y 7 se deberán cumplir las siguientes condiciones:

$$JM \geq DM - dm = (D_i + T) - (d_i), \text{ es decir, } 130 \geq D_i + 46 - d_i$$

$$J_m \leq D_m - dM = (D_i) - (d_i + t), \text{ es decir, } 40 \leq D_i - d_i - 30$$

esto es:

$$84 \geq D_i - d_i \geq 70$$

d_i $d_i > 0$	Condición $84 \geq D_i - d_i \geq 70$	D_i $D_i > d_i$	Ajuste
$k = 2$	$86 \geq D_i \geq 72$		
$m = 11$	$95 \geq D_i \geq 81$		
$n = 20$	$104 \geq D_i \geq 90$	$D=100$	$70 D8/n7$
$p = 32$	$116 \geq D_i \geq 102$		
$r = 43$	$127 \geq D_i \geq 113$		
$s = 59$	$143 \geq D_i \geq 129$		
$t = 75$	$159 \geq D_i \geq 145$	$C=150$	$70 C8/t7$
$u = 102$	$186 \geq D_i \geq 172$		
$v = 120$	$204 \geq D_i \geq 190$	$B=200$	$70 B8/v7$
$x = 146$	$230 \geq D_i \geq 216$		
$y = 174$	$258 \geq D_i \geq 244$		
$z = 210$	$294 \geq D_i \geq 280$		
$za = 274$	$358 \geq D_i \geq 344$		
$zb = 360$	$444 \geq D_i \geq 430$		
$zc = 480$	$564 \geq D_i \geq 550$		

Caso 2 (figura 7.17): las dos zonas de tolerancia están por debajo de la línea cero, por lo tanto:

$$0 > D_i > d_i$$

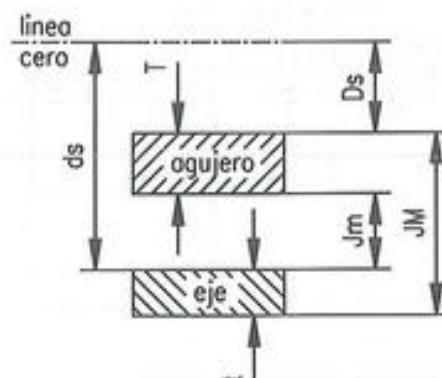


FIGURA 7.17. Caso 2 del sistema mixto.

Para calidades 8 y 7 se deberán cumplir estas condiciones:

$$JM \geq DM - dm = (Ds) - (d_i = ds - t), \text{ es decir, } 130 \geq Ds - ds + 30$$

$$Jm \leq Dm - dM = (D_i = Ds - T) - (ds), \text{ es decir, } 40 \leq Ds - ds - 46$$

esto es:

$$-86 \geq ds - Ds \geq -100$$

D_s $D_s < 0$	Condición $-86 \geq ds - D_s \geq -100$	ds $ds < D_s$	Ajuste
$N = -4$	$-90 \geq ds \geq -104$	$d = -100$	70 N8/d7
$P = -32$	$-118 \geq ds \geq -132$		
$R = -43$	$-129 \geq ds \geq -143$		
$S = -59$	$-145 \geq ds \geq -159$	$c = -150$	70 S8/c7
$T = -75$	$-161 \geq ds \geq -175$		
$U = -102$	$-188 \geq ds \geq -202$	$b = -200$	70 U8/b7
$V = -120$	$-206 \geq ds \geq -220$		
$X = -146$	$-232 \geq ds \geq -246$		
$Y = -174$	$-260 \geq ds \geq -274$		
$Z = -210$	$-296 \geq ds \geq -310$		
$ZA = -274$	$-360 \geq ds \geq -374$	$a = -360$	70 ZA8/a7
$ZB = -360$	$-446 \geq ds \geq -460$		
$ZC = -480$	$-566 \geq ds \geq -580$		

Caso 3 (figura 7.18): la línea cero corta a la zona de tolerancia del agujero, es decir:

$$0 < D_s < T \quad \text{y} \quad ds < 0$$

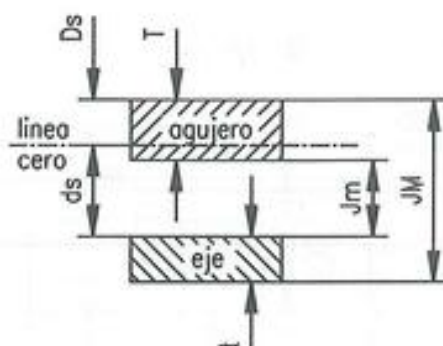


FIGURA 7.18. Caso 3 del sistema mixto.

Para calidades 8 y 7 se deberán cumplir las condiciones:

$$JM \geq DM - dm = (D_s) - (di = ds - t), \text{ es decir, } 130 \geq D_s - ds + 30$$

$$Jm \leq Dm - dM = (Di = D_s - T) - (ds), \text{ es decir, } 40 \leq D_s - ds - 46$$

es decir:

$$-86 \geq ds - D_s \geq -100$$

D_s $0 < D_s < T$	Condición $-86 \geq ds - D_s \geq -100$	ds $ds < 0$	Ajuste
$M = 5$	$-81 \geq ds \geq -95$		
$K = 14$	$-74 \geq ds \geq -88$		
$J = 28$	$-58 \geq ds \geq -72$	$e = -60$	$70 J8/e7$
$J_s = 23$	$-63 \geq ds \geq -77$		

Caso 4 (figura 7.19): la zona de tolerancia del agujero está por encima de la línea cero pero la zona de tolerancia del eje está por debajo:

$$D_i > 0 \quad y \quad ds < 0$$

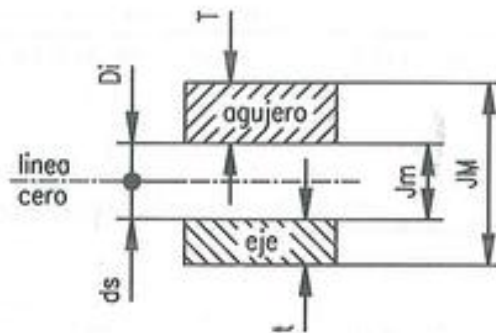


FIGURA 7.19. Caso 4 del sistema mixto.

Para calidades 8 y 7 se deberán cumplir las siguientes condiciones:

$$JM \geq DM - dm = (D_i + T) - (d_i = ds - t), \text{ es decir, } 130 \geq D_i + 46 - ds + 30$$

$$Jm \leq Dm - dM = (D_i) - (ds), \text{ es decir, } 40 \leq D_i - ds$$

esto es:

$$54 \geq D_i - ds \geq 40$$

ds $ds < 0$	Condición $54 \geq D_i - ds \geq 40$	D_i $D_i > 0$	Ajuste
$g = -10$	$44 \geq ds \geq 30$	$F = 30$	$70 F8/g7$
$f = -30$	$14 \geq ds \geq 10$	$G = 10$	$70 G8/f7$

Caso 5 (figura 7.20): la línea cero corta a la zona de tolerancia del eje:

$$0 > d_i < -t \quad y \quad D_i > 0$$

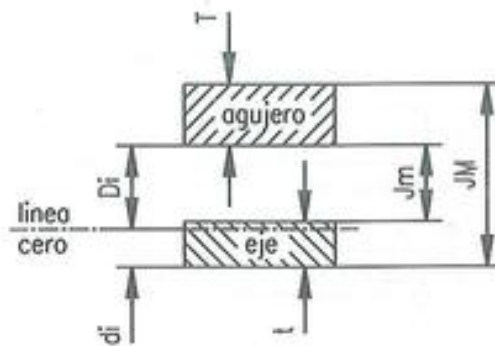


FIGURA 7.20. Caso 5 del sistema mixto.

Para calidades 8 y 7 se deberán cumplir estas condiciones:

$$JM \geq DM - dm = (Di + T) - (di), \text{ es decir, } 130 \geq Di + 46 - di$$

$$Jm \leq Dm - dM = (Di) - (di + t), \text{ es decir, } 40 \leq Di - di - 30$$

en suma:

$$84 \geq Di - di \geq 70$$

di $0 > di < -t$	Condición $84 \geq Di - di \geq 70$	Di $Di > 0$	Ajuste
$js = -15$	$69 \geq ds \geq 55$	$E = 60$	$70 E8/js7$
$j = -12$	$72 \geq ds \geq 58$	$E = 60$	$70 E8/j7$

7.3. Verificación de las tolerancias dimensionales

Una vez terminado un plano constructivo de una pieza, en el que se han especificado tolerancias dimensionales, la pieza está en condiciones de ser fabricada. Una vez construida la pieza, se deberá comprobar que sus dimensiones están comprendidas entre las que se hayan especificado en las tolerancias. Para ello, el departamento de calidad de la fábrica deberá determinar el procedimiento de control de calidad que se va a utilizar y seleccionar unos instrumentos de medida que permitan verificar las dimensiones. Estos instrumentos pueden ser cualquiera de los analizados anteriormente (pie de rey, micrómetro, etc.) de precisión suficiente, aunque con mucha frecuencia se utilizan unos aparatos denominados calibres pasa-no pasa.

Los calibres pasa-no pasa (figura 7.21) están preparados para comprobar una medida a la que se ha especificado una tolerancia. Según la dimensión que se desea comprobar corresponda a una dimensión macho (maciza) o hembra (hueca), el calibre utilizado será el de la figura 7.21a o el de la 7.21b respectivamente. Estos calibres tienen dos orificios (figura 7.21a) o dos salientes (figura 7.21b) con las dimensiones límite en función de la tolerancia especificada.

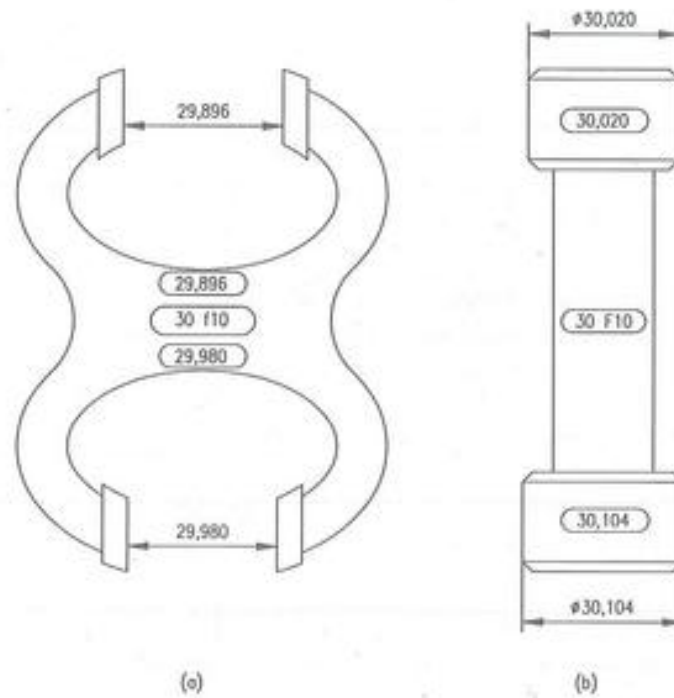


FIGURA 7.21. Calibres pasa-no pasa.

Si la pieza que queremos comprobar tiene la medida comprendida entre los límites especificados por la tolerancia, la pieza entrará en uno de los extremos del calibre (dimensión máxima permitida por el calibre) y no entrará en el otro (dimensión mínima especificada por la tolerancia), según se puede ver en la figura 7.22.

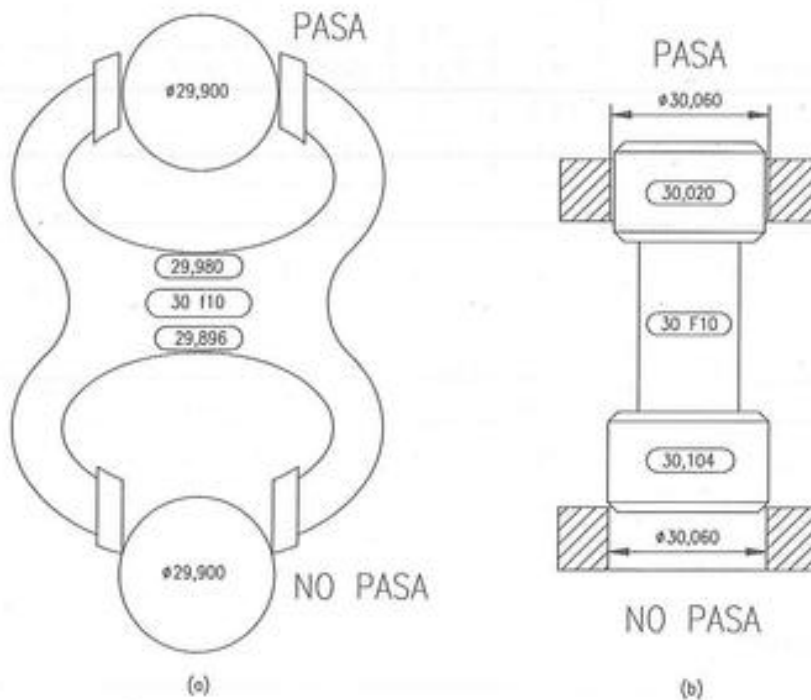


FIGURA 7.22. Comprobación con un calibre pasa-no pasa.

7.4. Tolerancias generales dimensionales

Cuando se construye una pieza, debido a los medios de producción disponible, es necesario asegurar una calidad mínima de fabricación. A esta calidad hacen referencia las *tolerancias generales*.

Esta tolerancia general de la pieza debe quedar definida por el diseñador de tal forma que, si en el taller de trabajo habitual no se alcanza, se puedan enviar las piezas a otro lugar para su mecanizado.

Además de esta tolerancia general, los elementos de la pieza pueden verse afectados de tolerancias dimensionales y/o geométricas específicas de acuerdo con la funcionalidad de la pieza. Estas tolerancias en general serán más estrechas que las proporcionadas habitualmente en el taller.

La norma UNE EN 22768 1:1993, equivale a la ISO 2768 1:1989, que regula este tipo de tolerancias generales.

Quedan excluidos de la aplicación de esta norma los siguientes elementos:

- Dimensiones angulares o lineales reguladas por otras normas.
- Dimensiones auxiliares (indicadas entre paréntesis).
- Dimensiones teóricamente exactas (indicadas dentro de un rectángulo).

Las tolerancias generales para dimensiones lineales son:

Clase de tolerancia		Desviaciones admisibles respecto al nominal (en mm)							
Designación	Descripción	0,51 ¹ hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	más de 2000 hasta 4000
f	fin	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5	
m	media	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2
c	grosera	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3	±4
v	muy grosera		±0,5	±1	±1,5	±2,5	±4	±6	±8

¹ Para valores nominales inferiores a 0,5 mm, las tolerancias han de indicarse siempre junto a la cota nominal correspondiente.

TABLA 7.8. Tolerancias generales para dimensiones lineales, excepto aristas matadas.

Clase de tolerancia		Desviaciones admisibles respecto al nominal (en mm)		
Designación	Descripción	más de 0,5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6
f	fin	±0,2	±0,5	±1
m	media			
c	grosera	±0,4	±1	±2
v	muy grosera			

TABLA 7.9. Tolerancias generales para dimensiones de aristas matadas.

Las tolerancias generales para dimensiones angulares solamente limitan la orientación de las superficies pero no sus defectos de forma. Son las que aparecen en la tabla 7.10.

Clase de tolerancia		Desviaciones admisibles en función de la longitud del lado menor del ángulo considerado (en mm)				
Designación	Descripción	Hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400
f	fin	$\pm 1^\circ$	$\pm 0^\circ 30'$	$\pm 0^\circ 20'$	$\pm 0^\circ 10'$	$\pm 0^\circ 5'$
m	media					
c	grosera	$\pm 1^\circ 30'$	$\pm 1^\circ$	$\pm 0^\circ 30'$	$\pm 0^\circ 15'$	$\pm 0^\circ 10'$
v	muy grosera	$\pm 3^\circ$	$\pm 2^\circ$	$\pm 1^\circ$	$\pm 0^\circ 30'$	$\pm 0^\circ 20'$

TABLA 7.10. Tolerancias generales para dimensiones angulares.

La utilización de estas tolerancias generales se recomienda ya que:

Ing. Mirna Jirón Popova

- Los dibujos son más fáciles de entender y manejar en el taller.
- Para el diseñador resulta muy sencillo determinar la tolerancia general y, a partir de esta, definir sólo los elementos que tengan una tolerancia más estrecha que la general.
- Queda claro que elementos deben fabricarse con más cuidado y atención.
- Es más fácil trabajar con un taller cuya *precisión habitual* es conocida. Ahorra tiempo y dinero en el diseño de la pieza.

En contra partida se obliga al taller habitual a que:

- Conozca su precisión habitual.
- Controle que su precisión no se degrade con el tiempo.
- Acepte trabajos que pueda realizar.

El cuadro de rotulación dispone de una casilla destinada a la tolerancia general que afecta a la pieza. Ahí se debe colocar la referencia a la norma ISO 2768 y una letra *f*, *m*, *c* o *v*, de acuerdo con la tabla 7.8, 7.9 y 7.10 (figura 7.23).

MODIFICACIONES			(IDENTIFICACION)		EDICION	
	Tol.gen.	Escala				
	ISO 2768-m	1:1				
		Fecha	Nombre	(RAZON SOCIAL)		Hoja nº
	Dibujad.					
	Compr.					
	Sustituye a:			Sustituido por:	Nº hojas	
	Plano nº:					

FIGURA 7.23. Cuadro de rotulación con indicación de la tolerancia dimensional general.

Por ejemplo, la anotación ISO 2768-m, se refiere a una tolerancia dimensional general de calidad media.

7.5. Normativa

Para este tema son de aplicación las normas siguientes:

Norma	Título
UNE 1 120 83	Dibujos técnicos. Tolerancias lineales y angulares. Notaciones en los dibujos (equivalente a ISO 406).
UNE 4 026 y UNE 4 040	Sistema ISO de tolerancias y ajustes (equivalente a ISO 286).
UNE 1 149 90	Dibujos técnicos. Principios de tolerancias fundamentales.
EN 22768 1:1993	Tolerancias generales. Parte 1: tolerancias para dimensiones lineales y angulares sin indicación individual de tolerancia.

7.6. Once problemas resueltos

PROBLEMA 1

Indicar tipo de ajuste y calcular desviaciones, diámetro superior e inferior, tolerancias, diferencias fundamentales y juegos o aprietos límites de las siguientes expresiones ISO:

- | | | | |
|--------------|--------------|-------------|---------------|
| a) 180 E7/m7 | b) 70 U9/f7 | c) 40 M7/h6 | d) 70 H6/j5 |
| e) 80 H8/h8 | f) 120 J8/t8 | g) 60 N7/h6 | h) 95 Js7/js7 |

SOLUCIONES

Ejercicio: 1a

Agujero: $T = 0,040$
 $Di = +0,085$
 $Ds = 0,040 + 0,085 = +0,125$
 $DM = 180,125$
 $Dm = 180,085$

Ajuste: 180 E7/m7

Eje: $t = 0,040$
 $di = +0,015$
 $ds = 0,040 + 0,015 = 0,055$
 $dM = 180,055$
 $dm = 180,015$

Tipo de ajuste: juego
 $TJ: 0,040 + 0,040 = 0,080$
 $JM: 0,125 - 0,015 = 0,110$
 $Jm: 0,085 - 0,055 = 0,030$

Ejercicio: 1b

Agujero: $T = 0,074$
 $Di = -0,102 - 0,074 = -0,176$
 $Ds = -0,102$
 $DM = 69,898$
 $Dm = 69,824$

Ajuste: 70 U9/f7

Eje: $t = 0,030$
 $di = -0,030 - 0,030 = -0,060$
 $ds = -0,030$
 $dM = 70 - 0,03 = 69,970$
 $dm = 70 - 0,06 = 69,940$

Tipo de ajuste: aprieto
 $TA: 0,030 + 0,074 = 0,104$
 $AM: 69,97 - 69,824 = 0,146$
 $Am: 69,94 - 69,898 = 0,042$

Ejercicio: 1c

Agujero: $T = 0,025$
 $Di = 0 - 0,025 = -0,025$
 $Ds = 0$
 $DM = 40,000$
 $Dm = 40 - 0,025 = 39,975$

Ajuste: 40 M7/h6

Eje: $t = 0,016$
 $di = 0 - 0,016$
 $ds = 0$
 $dM = 40 + 0 = 40$
 $dm = 40 - 0,016 = 39,984$

Tipo de ajuste: indeterminado
 $TI: 0,016 + 0,025 = 0,041$
 $JM: 40 - 39,984 = 0,016$
 $AM: 40 - 39,975 = 0,025$

Ejercicio: 1d

Agujero: $T = 0,019$
 $Di = 0$
 $Ds = 0 + 0,019 = 0,019$
 $DM = 70,019$
 $Dm = 70,000$

Ajuste: 70 H6/j5

Eje: $t = 0,013$
 $di = -0,007$
 $ds = -0,007 + 0,013 = 0,006$
 $dM = 70,006$
 $dm = 69,993$

Tipo de ajuste: indeterminado
 $TI: 0,019 + 0,013 = 0,032$
 $JM: 70,019 - 69,993 = 0,026$
 $AM: 70,006 - 70 = 0,006$

Ejercicio: 1e

Agujero: $T = 0,046$
 $Di = 0$
 $Ds = 0,046$
 $DM = 80,046$
 $Dm = 80,000$

Ajuste: 80 H8/h8

Eje: $t = 0,046$
 $di = -0,046$
 $ds = 0$
 $dM = 80,000$
 $dm = 79,954$

Tipo de ajuste: juego
 $TJ: 0,092$
 $JM: 0,092$
 $Jm: 0$

Ejercicio: 1f

Agujero: $T = 0,054$
 $Di = 0,034 - 0,054 = -0,02$
 $Ds = 0,034$
 $DM = 120,034$
 $Dm = 119,980$

Ajuste: 120 J8/t8

Eje: $t = 0,054$
 $di = 0,104$
 $ds = 0,158$
 $dM = 120,158$
 $dm = 120,104$

Tipo de ajuste: aprieto
 $TA: 0,108$
 $AM: 120,158 - 119,980 = 0,178$
 $Am: 120,104 - 120,034 = 0,070$

Ejercicio: Ig

Agujero: $T = 0,030$
 $D_i = -0,039$
 $D_s = -0,009$
 $DM = 59,991$
 $Dm = 59,961$

Ajuste: 60 N7/h6

Eje: $t = 0,019$
 $d_i = -0,019$
 $d_s = 0$
 $dM = 60,000$
 $dm = 59,981$

Tipo de ajuste: indeterminado
 $TI: 0,049$
 $JM: 0,010$
 $AM: 0,039$

Ejercicio: 1h

Agujero: $T = 0,035$
 $D_i = -0,035/2 = -0,017$
 $D_s = 0,035/2 = 0,017$
 $DM = 95,017$
 $Dm = 94,983$

Ajuste: 95 Js7/js7

Eje: $t = 0,035$
 $d_i = -0,017$
 $d_s = 0,017$
 $dM = 95,017$
 $dm = 94,983$

Tipo de ajuste: indeterminado
 $TI: 0,070$
 $JM: 0,035$
 $AM: 0,035$

PROBLEMA 2

Dado el ajuste 46 E11/f10, se pide:

- 1) Calcular las características del ajuste.
- 2) Determinar el tipo de ajuste y hacer el esquema correspondiente.

SOLUCIÓN

En primer lugar se calculan los parámetros característicos del agujero.
 De la tabla I, se determina el valor correspondiente a un IT 11 y a un diámetro de 46 mm:

$$T (IT 11) = 160 \mu m$$

Se toma de la tabla III, entrando con el diámetro $DN = 46$ y con la posición de la tolerancia E, el valor de la diferencia fundamental, que en este caso corresponde a la diferencia inferior D_i :

$$D_i = 50 \mu m$$

La diferencia superior D_s será:

$$D_s = D_i + T = 160 + 50 = 210 \mu m$$

Se calculan a continuación los diámetros límites de los agujeros.

$$D_m = D_N + D_i = 46 + 0,050 = 46,050 \text{ mm.}$$

$$D_M = D_N + D_s = D_N + D_i + T = 46 + 0,210 = 46,210 \text{ mm.}$$

Seguidamente se calculan las características del eje.

De la tabla I, se consigue el valor de la tolerancia IT10 del eje.

$$t (IT10) = 100 \mu\text{m}$$

La diferencia fundamental del eje se localiza en la tabla II, entrando con $D_N = 46$ y la posición de la tolerancia f, se obtiene la diferencia superior d_s :

$$d_s = -25 \mu\text{m}$$

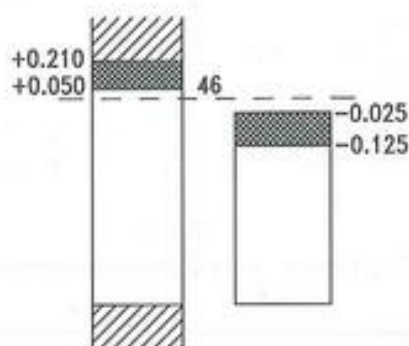
$$d_i = d_s - IT10 = -25 - 100 = -125 \mu\text{m}$$

Los diámetros límites del eje:

$$d_M = D_N + d_s = 46 + (-0,025) = 45,975 \text{ mm}$$

$$d_m = D_N + d_i = 46 + (-0,125) = 45,875 \text{ mm}$$

El esquema será el correspondiente a un *ajuste con juego*.



La tolerancia del juego y el juego máximo y mínimo serán:

$$TJ = JM - Jm = T + t = 160 + 100 = 260 \mu\text{m}$$

$$JM = D_M - d_m = 46,210 - 45,875 = 0,335 \text{ mm}$$

$$Jm = D_m - d_M = 46,050 - 45,975 = 0,075 \text{ mm}$$

PROBLEMA 3

Dado el ajuste 175 B7/e5, se pide:

- 1) Calcular las características del ajuste.
- 2) Determinar el tipo de ajuste y hacer el esquema correspondiente.

SOLUCIÓN

En primer lugar se calculan los parámetros característicos del agujero.

De la tabla I, se determina el valor correspondiente a un IT7 y a un diámetro de 175 mm:

$$T (IT7) = 40 \mu\text{m}$$

De la tabla III, entrando con el diámetro $DN = 175$ y con la posición de la tolerancia B, se obtiene el valor de la diferencia fundamental, que en este caso corresponde a la diferencia inferior Di :

$$Di = 310 \mu\text{m}$$

La diferencia superior Ds será:

$$Ds = Di + T = 310 + 40 = 350 \mu\text{m}$$

Calculemos ahora los diámetros límites de los agujeros.

$$Dm = DN + Di = 175 + 0,310 = 175,310 \text{ mm}$$

$$DM = DN + Ds = DN + Di + T = 175 + 0,350 = 175,350 \text{ mm}$$

Seguidamente se calculan las características del eje. De la tabla I, se consigue el valor de la tolerancia IT5 del eje.

$$t (IT5) = 18 \mu\text{m}$$

La diferencia fundamental del eje se localiza en la tabla II, entrando con $DN = 175$ y la posición de la tolerancia e, siendo ésta la diferencia superior ds :

$$ds = -85 \mu\text{m}$$

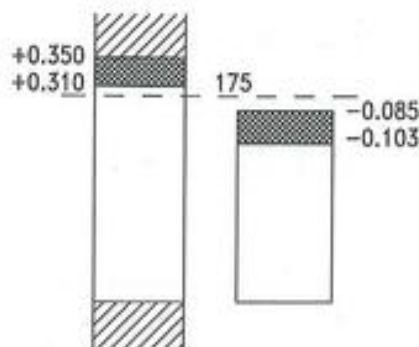
$$di = ds - t = -85 - 18 = -103 \mu\text{m}$$

Los diámetros límites del eje:

$$dM = DN + ds = 175 + (-0,103) = 174,897 \text{ mm}$$

$$dm = DN + di = 175 + (-0,085) = 174,915 \text{ mm}$$

El esquema será el correspondiente a un *ajuste con juego*.



La tolerancia del juego y el juego máximo y mínimo serán:

$$\begin{aligned} TJ &= JM - Jm = T + t = 40 + 18 = 58 \mu\text{m} \\ JM &= DM - dm = 175,350 - 174,897 = 0,453 \text{ mm} \\ Jm &= Dm - dM = 175,310 - 174,915 = 0,395 \text{ mm} \end{aligned}$$

PROBLEMA 4

Dado el ajuste 29 E9/v7, se pide:

- 1) Calcular las características del ajuste.
- 2) Definir el tipo de ajuste y el esquema correspondiente.

SOLUCIÓN

Primeramente se deben calcular los parámetros característicos del agujero.

De la tabla I, se determina el valor correspondiente a un IT 9 y a un diámetro de 29 mm:

$$T (\text{IT } 9) = 52 \mu\text{m}$$

A continuación, y entrando con el diámetro $DN = 29$ y con la posición de la tolerancia E, se obtiene de la tabla III el valor de la diferencia fundamental, que en este caso corresponde a la diferencia inferior Di :

$$Di = 40 \mu\text{m}$$

La diferencia superior Ds será:

$$Ds = Di + T = 40 + 52 = 92 \mu\text{m}$$

Calculamos ahora los diámetros límites de los agujeros.

$$\begin{aligned} Dm &= DN + Di = 29 + 0,40 = 29,040 \text{ mm} \\ DM &= DN + Ds = DN + Di + T = 29 + 0,092 = 29,092 \text{ mm} \end{aligned}$$

Seguidamente se calculan las características del eje.

De la tabla I, se consigue el valor de la tolerancia IT7 del eje.

$$t (\text{IT } 7) = 21 \mu\text{m}$$

La diferencia fundamental correspondiente al eje se localiza en la tabla II, entrando con $DN = 29$ y la posición de la tolerancia v, que en este caso corresponde a la diferencia inferior di :

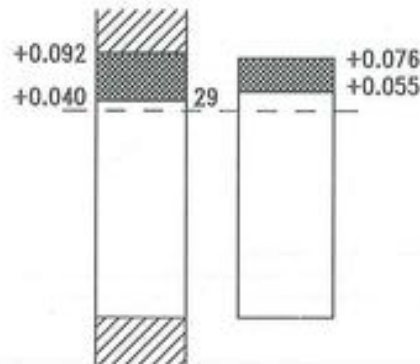
$$\begin{aligned} di &= 55 \mu\text{m} \\ ds &= di + t = 55 + 21 = 76 \mu\text{m} \end{aligned}$$

Los diámetros límites del eje:

$$dM = DN + ds = 175 + 0,076 = 29,076 \text{ mm}$$

$$dm = DN + di = 175 + 0,055 = 29,055 \text{ mm}$$

El esquema será el correspondiente a un *ajuste indeterminado*.



La tolerancia del ajuste indeterminado, el apriete máximo y el juego máximo serán:

$$TI = T + t = 52 + 21 = 73 \text{ } \mu\text{m}$$

$$JM = DM - dm = 29,092 - 29,055 = 0,037 \text{ mm}$$

$$Am = dM - Dm = 29,076 - 29,040 = 0,036 \text{ mm}$$

PROBLEMA 5

Dado el ajuste 126 H7/s6, se pide:

- 1) Calcular las características del ajuste.
- 2) Determinar el tipo de ajuste y hacer el esquema correspondiente.

SOLUCIÓN

En primer lugar se calculan los parámetros característicos del agujero.

De la tabla I, se determina el valor correspondiente a un IT 7 y a un diámetro de 126 mm:

$$T (IT7) = 40 \text{ } \mu\text{m}$$

Entrando con el diámetro $DN = 126$ y con la posición de la tolerancia H, obtenemos de la tabla III el valor de la diferencia fundamental, que en este caso corresponde a la diferencia inferior Di :

$$Di = 0 \text{ } \mu\text{m}$$

La diferencia superior Ds será:

$$Ds = Di + T = 0 + 40 = 40 \text{ } \mu\text{m}$$

Se calculan los diámetros límites de los agujeros.

$$D_m = D_N + D_i = 126 + 0 = 126 \text{ mm}$$

$$D_M = D_N + D_s = D_N + D_i + T = 126 + 0.040 = 126,040 \text{ mm}$$

A continuación se calculan las características del eje.

De la tabla I, se consigue el valor de la tolerancia IT6 del eje. 126

$$t(\text{IT6}) = 25 \mu\text{m} \quad \checkmark$$

La diferencia fundamental del eje se localiza en la tabla II, entrando con $D_N = 126$ y la posición de la tolerancia s, siendo ésta la diferencia inferior d_i :

$$d_i = 92 \mu\text{m}$$

$$d_s = d_i + t = 92 + 25 = 117 \mu\text{m}$$

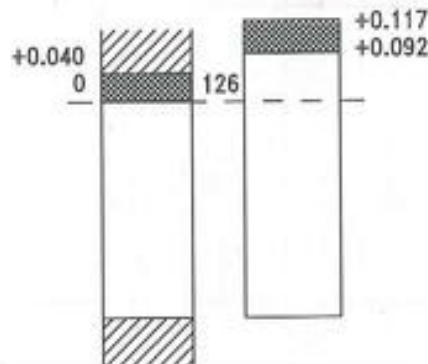
$$e_i = 92$$

Los diámetros límites del eje serán, por lo tanto:

$$d_M = D_N + d_s = 126 + 0,117 = 126,117 \text{ mm}$$

$$d_m = D_N + d_i = 126 + 0,092 = 126,092 \text{ mm}$$

El esquema será el correspondiente a un *ajuste con aprieto*.



La tolerancia del aprieto y del aprieto máximo y mínimo serán:

$$T_A = A_M - A_m = T + t = 40 + 25 = 65 \mu\text{m}$$

$$A_M = d_M - D_m = 126,117 - 126 = 0,117 \text{ mm}$$

$$A_m = D_M - d_m = 126,040 - 126,092 = 0,052 \text{ mm}$$

PROBLEMA 6

En un ajuste móvil con elementos interior y exterior de diámetros nominales 150 mm se sabe que el juego debe estar comprendido entre 150 μm y 40 μm . Calcular las dimensiones normalizadas del ajuste ISO correspondiente, en los sistemas de agujero base y de eje base.

SOLUCIÓN

Los datos del problema son:

$$\begin{aligned} D &= 150 \text{ mm} \\ JM &= 150 \text{ }\mu\text{m} \\ Jm &= 40 \text{ }\mu\text{m} \end{aligned}$$

La tolerancia del juego será:

$$TJ = 150 - 40 = 110$$

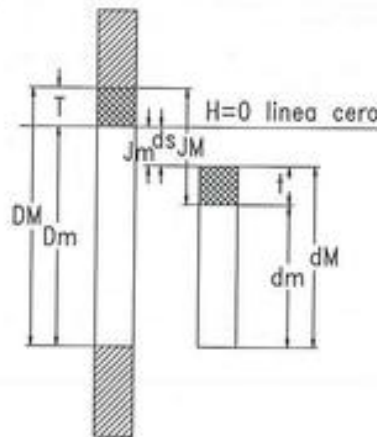
Las calidades posibles para el agujero y el eje compatibles con el ajuste ($D=150$) serán:

Agujero: IT8 = 63

Eje: IT7 = 40

AGUJERO BASE

El ajuste elegido será H8/f7.



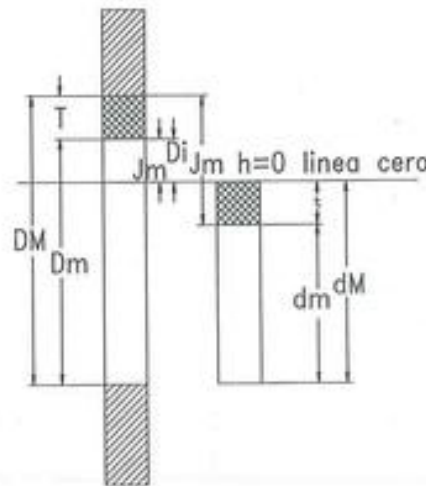
$$\begin{aligned} JM = 150 &\geq D_s - d_i = T - (ds - t) = 74 - ds + 30 && \text{de donde } ds \geq -46 \\ Jm = 40 &\leq D_i - ds = 0 - ds && \text{de donde } ds \leq -40 \end{aligned}$$

Para la posición f del eje se tiene $ds = -43$, por lo que el ajuste será 150 H8/f7, de donde:

Elemento	ISO	T/t (μm)	D_i/d_i (μm)	D_s/d_s (μm)	D_m/d_m (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	150 H8	63	0	63	150	150,063
Eje	150 f7	40	-43 -40 = -83	-43	149,917	149,957

TJ (μm)	Jm (μm)	JM (μm)
40+63=103	43>40	146<150

EJE BASE

El ajuste elegido será $_8/h7$.

$$JM = 150 \geq Ds - di = Di + T - (ds - t) = Di + 74 - 0 + 30 \quad \text{de donde} \quad Di \leq 46$$

$$Jm = 40 \leq Di - ds = Di - 0 \quad \text{de donde} \quad Di \geq 40$$

Para la posición F del agujero tenemos que $Di = 43$, por lo que el ajuste será $150 F8/h7$, de donde:

Elemento	ISO	T/t (μm)	Di/di (μm)	Ds/ds (μm)	Dm/dm (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	150 F8	63	43	$43+63=106$	150,043	150,106
Eje	150 h7	40	-40	0	149,96	150

TJ (μm)	Jm (μm)	JM (μm)
$40+63=103$	$43 > 40$	$146 < 150$

PROBLEMA 7

Para una dimensión nominal 100 se pretende conseguir un ajuste indeterminado normalizado, tal que el juego sea como máximo $100 \mu\text{m}$ y el aprieto sea como máximo $100 \mu\text{m}$. Calcular, dibujar el croquis y determinar las diferencias, las dimensiones límites y las tolerancias en el sistema de agujero base y en el de eje base.

SOLUCIÓN

Los datos del problema son:

$$D = 100 \text{ mm}$$

$$JM = 100 \mu\text{m}$$

$$AM = 100 \mu\text{m}$$

La tolerancia del Ajuste indeterminado será:

$$TI = 100 + 100 = 200$$

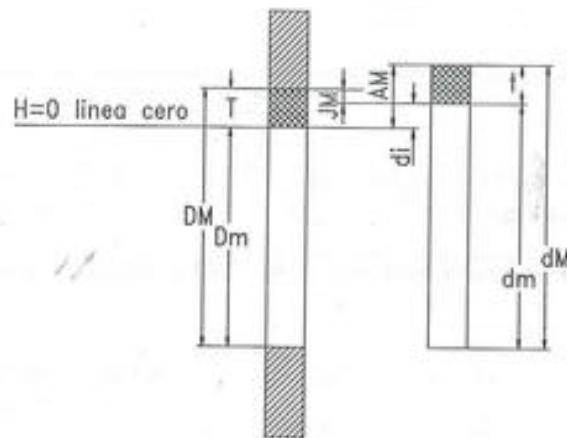
Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste ($D = 100$) serán:

Agujero: IT9 = 87

Eje: IT9 = 87

AGUJERO BASE

El ajuste elegido será H9/_9.



$$JM = 100 \geq D_s - d_i = T - d_i = 87 - d_i \quad \text{de donde} \quad d_i \geq -13$$

$$AM = 100 \geq d_s - D_i = d_i + t - D_i = d_i + 87 - 0 \quad \text{de donde} \quad d_i \leq 13$$

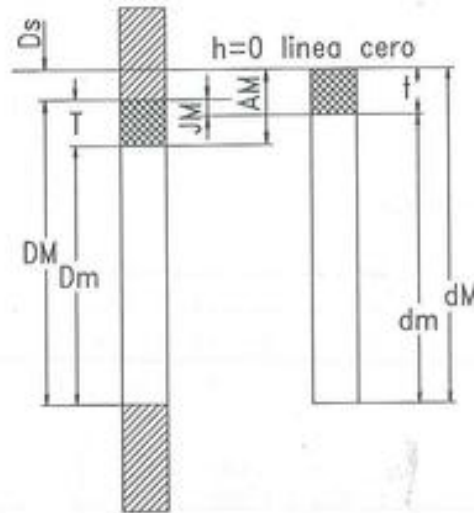
Se deberá cumplir que $-13 \leq d_i \leq 13$, así que se tomará la posición $m = +13$ por lo que el ajuste será 100 H9/m9, de donde:

Elemento	ISO	T/t (μm)	D_i/d_i (μm)	D_s/d_s (μm)	D_m/d_m (mm)	D_M/d_M (mm)
Agujero	100 H9	87	0	87	100,000	100,087
Eje	100 m9	87	13	100	100,013	100,100

TI (μm)	JM (μm)	AM (μm)
174	74	100

EJE BASE

El ajuste elegido será $_9/h9$.



$$JM = 100 \geq Ds - di = Ds - (ds - t) = Ds - 0 + 87 \quad \text{de donde } Ds \leq 13$$

$$AM = 100 \geq ds - Di = ds - (Ds - T) = 0 - Ds + 87 \quad \text{de donde } Ds \geq -13$$

Se deberá cumplir que $-13 \leq Ds \leq 13$, por lo que se tendrán las posiciones $M=-13$ y $N=0$ de modo que el ajuste será $100 M9/h9$ o $100 N9/h9$, de donde:

Elemento	ISO	T/t (µm)	Di/di (µm)	Ds/ds (µm)	Dm/dm (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	100 M9	87	-100	-13	99,900	99,987
Eje	100 h9	87	-87	0	99,913	100,000

Tl (µm)	JM (µm)	AM (µm)
174	74	100

Elemento	ISO	T/t (µm)	Di/di (µm)	Ds/ds (µm)	Dm/dm (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	100 N9	87	-870	0	99,913	100,000
Eje	100 h9	87	-87	0	99,913	100,000

Tl (µm)	JM (µm)	AM (µm)
174	87	87

PROBLEMA 8

Dado un ajuste fijo o con aprieto de $DN = 70 \text{ mm}$, con $AM = 130 \mu\text{m}$ y $Am = 50 \mu\text{m}$, determinar las posibles expresiones ISO del ajuste en el sistema de eje único. Representar también los croquis de cada ajuste.

SOLUCIÓN

$$TA = AM - Am = 130 - 50 = 80 \mu\text{m}$$

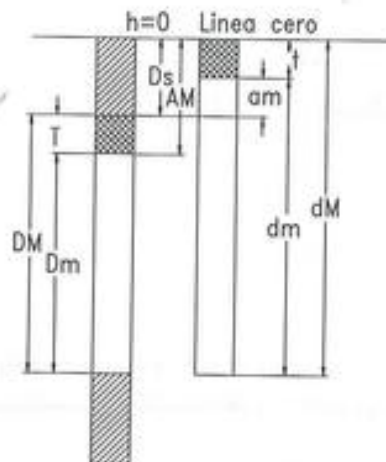
$$TA = T + t$$

Para eje único, según la tabla II:

$$80 \geq 46 + 30 = IT8 + IT7$$

$$80 \geq 46 + 19 = IT8 + IT6$$

$$80 \geq 30 + 30 = IT7 + IT7$$



Condiciones:

$$Am = 50 \leq di - Ds = (ds - t) - Ds = 0 - t - Ds$$

$$AM = 130 \geq ds - Di = ds - (Ds - T) = 0 - Ds + T$$

de donde:

$$T - 130 \leq Ds \leq -50 - t$$

PRIMER CASO

Para $IT8 + IT7$ se tendrá un ajuste $70 \text{ } \frac{7}{8}/H7$ donde $T = 46$ y $t = 30$, con lo cual:

$$46 - 130 \leq Ds \leq -50 - 30$$

es decir:

$$-84 \leq D_s \leq -80$$

Según la tabla III, no hay ninguna posición de tolerancia que cumpla. La más cercana es $T = -75$, aunque sobrepasa ligeramente el límite superior.

SEGUNDO CASO

Para IT8 + IT6 se tendrá un ajuste 70 T8/h6:

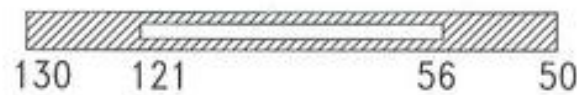
$$46 - 130 \leq D_s \leq -50 - 19$$

es decir:

$$-84 \leq D_s \leq -69$$

Según la tabla III se tendrá la posición T, con $D_s = -75$, de donde

DM = 69,925	dM = 70,000	AM = 0,121
Dm = 69,879	dm = 69,981	Am = 0,056



TERCER CASO

Para IT7 + IT7 se tendrá el ajuste 70 T7/h7:

$$30 - 130 \leq D_s \leq -50 - 30, \text{ es decir, } -100 \leq D_s \leq -80$$

Según la tabla III, se tendrá la posición U con $D_s = -91$, por lo que:

DM = 69,909	dM = 70,000	AM = 0,121
Dm = 69,879	dm = 69,970	Am = 0,061



RESULTADO

Si se exige que el ajuste esté comprendido entre los máximos y mínimos establecidos en el enunciado, se podrán usar los ajustes: 70 T8/h6 ó 70 U7/h7.

Ni $U7$ ni $T8$ son zonas de tolerancia preferentes; $h6$ y $h7$ son las dos zonas de tolerancia preferente, por lo que teniendo en cuenta este criterio no hay preferencia entre un ajuste u otro. En principio, sería deseable el ajuste $70 T8/h6$, que tiene un margen de apriete máximo y mínimo más amplio que el $70 U7/h7$.

PROBLEMA 9

Entre un eje cilíndrico y el agujero correspondiente al mismo existe la siguiente relación: $DN = 70\text{mm}$, $JM = 220\mu\text{m}$, $Jm = 100\mu\text{m}$. Determinar el ajuste normalizado utilizando para ello el método de agujero único.

SOLUCIÓN

Se trata de un ajuste con juego o ajuste móvil.

$$TJ = JM - Jm = 220 - 100 = 120\mu\text{m}$$

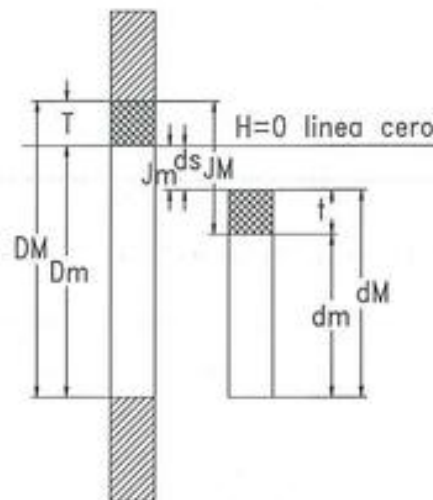
$$TJ = T + t$$

Para el sistema de agujero único, según la tabla I:

$$120 \geq 74 + 46 \text{ (IT9 + IT8)}$$

$$120 \geq 74 + 30 \text{ (IT9 + IT7)}$$

$$120 \geq 46 + 46 \text{ (IT8 + IT8)}$$



Condiciones:

$$Jm = 100 \leq Di - ds = 0 - ds$$

$$JM = 220 \geq Ds - di = Di + T - (ds - t) = 0 + T - ds + t$$

de donde:

$$-220 + T + t \leq ds \leq -100$$

PRIMER CASO

Para IT9 + IT8, se tendrá un ajuste 70 H9/78 con $T = 74$ y $t = 46$; de donde:

$$-220 + T + t \leq ds \leq -100$$

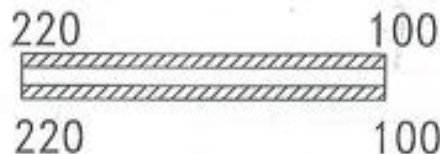
$$-220 + 74 + 46 \leq ds \leq -100$$

$$-100 \leq ds \leq -100$$

Según la tabla II; $ds = -0,100$ para la posición "d", por lo que

$$DM = 70,074 \quad dM = 69,900 \quad JM = 0,220$$

$$Dm = 70,000 \quad dm = 69,854 \quad Jm = 0,100$$



Como la solución hallada, 70 H9/d8, contiene los índices de tolerancia mayores dentro de los posibles, ésta es la mejor. Además, tanto H9 como d8 son zonas de tolerancia preferentes.

PROBLEMA 10

Dado el ajuste móvil de características: $DN = 70$ mm, $JM = 130$ μm y $Jm = 50$ μm , determinar la expresión de los posibles ajustes ISO utilizando el sistema de eje único, justificando asimismo cuál es la mejor elección.

SOLUCIÓN

$$TJ = JM - Jm = 80 \mu\text{m}$$

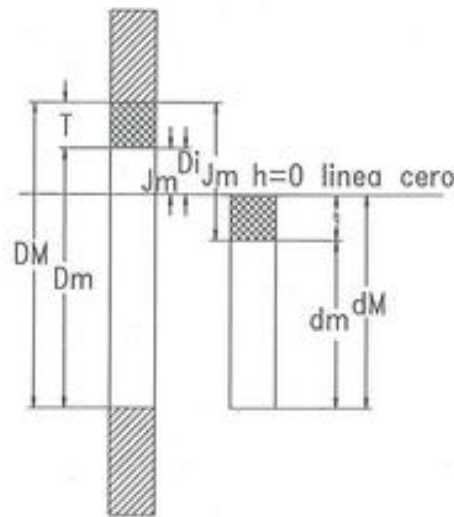
$$TJ = T + t$$

Según la tabla I tenemos:

$$80 \geq 46 + 30 \text{ (IT8 + IT7)}$$

$$80 \geq 46 + 19 \text{ (IT8 + IT6)}$$

$$80 \geq 30 + 30 \text{ (IT7 + IT7)}$$



Condiciones:

$$Jm = 50 \leq Di - ds = Di - 0$$

$$JM = 130 \geq Ds - di = Di + T - (ds - t) = Di + T - 0 + t$$

de donde:

$$50 \leq Di \leq 130 - T - t$$

PRIMER CASO

Para $80 \geq 46 + 30 = IT8 + IT7$ se tendrá un ajuste $70 \text{ } ^{+8}_{-7}/h7$, de donde:

$$50 \leq Di \leq 130 - T - t$$

$$50 \leq Di \leq 130 - 46 - 30$$

de donde

$$50 \leq Di \leq 54$$

Según la tabla III, no hay ninguna letra indicadora de la posición de la zona de tolerancia que cumpla. La más próxima es la posición E = +60. El ajuste entonces sería $70 \text{ } E8/h7$, aunque sobrepasaría ligeramente el juego máximo

$$DM = 70,104 \text{ mm} \quad dM = 70,000 \text{ mm} \quad JM = 0,120 \text{ mm}$$

$$Dm = 70,060 \text{ mm} \quad dm = 69,970 \text{ mm} \quad Jm = 0,134 \text{ mm}$$

SEGUNDO CASO

Para $80 \geq 46+19 = IT8 + IT6$ se tendrá un ajuste 70 ?8/h6:

$$50 \leq Di \leq 130 - T - t$$

$$50 \leq Di \leq 130 - 46 - 19$$

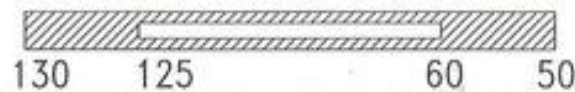
de donde:

$$50 \leq Di \leq 65$$

Según la tabla III, se tendrá la posición E con $Di = +0,060$, por lo que:

$$DM = 70,106 \text{ mm} \quad dM = 70,000 \text{ mm} \quad JM = 0,125 \text{ mm}$$

$$Dm = 70,060 \text{ mm} \quad dm = 69,981 \text{ mm} \quad Jm = 0,060 \text{ mm}$$



y el ajuste entonces sería 70 E8/h6.

TERCER CASO

Para $80 \geq 30+30 = IT7 + IT7$ se tendrá un ajuste 70 ?7/h7:

$$50 \leq Di \leq 130 - T - t$$

$$50 \leq Di \leq 130 - 30 - 30$$

de donde

$$50 \leq Di \leq 70$$

Según la tabla III se tendrá la posición E con $Di = +0,060$

$$DM = 70,090 \text{ mm} \quad dM = 70,000 \text{ mm} \quad JM = 0,120 \text{ mm}$$

$$Dm = 70,060 \text{ mm} \quad dm = 69,970 \text{ mm} \quad Jm = 0,060 \text{ mm}$$



y el ajuste sería 70 E8/h6.

RESULTADO

Si se deben respetar estrictamente los límites se podrán elegir entre los ajustes 70 E8/h6 o 70 E7/h7. Las posiciones h6 y h7 son posiciones de tolerancias preferentes. La posición E8 es preferente y la E7 no, por lo que el ajuste más adecuado que se puede seleccionar es el 70 E8/h6.

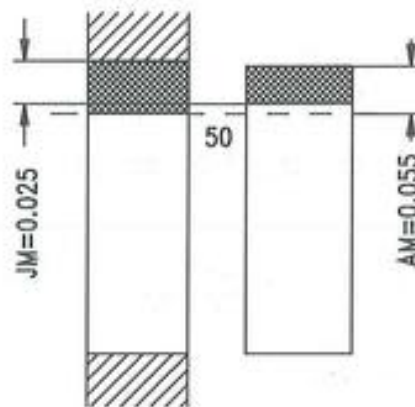
Si se permite que se pasen ligeramente los límites establecidos de juego máximo y mínimo, el ajuste 70 E8/h7 se debería considerar también. Para este ajuste, tanto E8 como h7 son zonas preferentes, por lo que entre 70 E8/h7 y 70 E8/h6 se elige 70 E8/h7 por tener índices de calidad mayores.

PROBLEMA 11

Se quiere hallar el ajuste entre dos piezas, cuya cota nominal es de 50 mm, de tal manera que el juego máximo sea de 25 μm y el apriete máximo de 55 μm , para el caso de agujero único.

Dibujar un esquema del ajuste, razonando las posibles soluciones, los diámetros máximos y mínimos.

SOLUCIÓN



Es un caso de ajuste indeterminado.

El juego máximo es 25 μm . El apriete máximo es 55 μm .

La tolerancia del ajuste indeterminado será:

$$TI = T + t = 55 + 25 = 80 \mu\text{m}$$

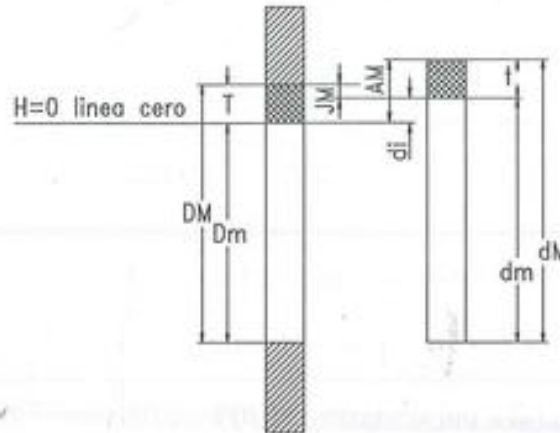
Como se trata de agujero único, la posición de la tolerancia del agujero es la H.

Según la tabla I, valores numéricos de las tolerancias fundamentales en micras, entrando con un diámetro nominal $DN = 50 \text{ mm}$, las combinaciones de tolerancias para obtener un $TI = 80 \text{ }\mu\text{m}$ pueden ser las siguientes:

$$IT8 + IT8 = 39 + 39 = 78 \text{ }\mu\text{m}$$

$$IT8 + IT7 = 39 + 25 = 64 \text{ }\mu\text{m}$$

El agujero, por ser el sistema de ajuste de agujero único, tiene un valor de $70 H$, quedando por determinar su calidad, la calidad del eje y la posición de la tolerancia del eje.



$$JM = 25 \geq D_s - d_i = T - d_i = 87 - d_i$$

$$\text{de donde } d_i \geq T - 25$$

$$AM = 55 \geq d_s - D_i = d_i + t - D_i = d_i + t - 0$$

$$\text{de donde } d_i \leq 55 - t$$

Se deberá cumplir que $T - 25 \leq d_i \leq 55 - t$.

PRIMER CASO

Se supone correcta la hipótesis: $IT8 + IT8 = 39 + 39 \text{ }\mu\text{m}$, por lo que el ajuste será $50 H8/77$.

Para que se cumplan las condiciones del ajuste se deberá cumplir lo siguiente:

$$39 - 25 \leq d_i \leq 55 - 39$$

es decir:

$$14 \leq d_i \leq 16$$

Según la tabla II, no existe ninguna diferencia que esté entre $14 \text{ }\mu\text{m}$ y $16 \text{ }\mu\text{m}$, luego no es una hipótesis correcta.

SEGUNDO CASO

Se supone:

$$IT8 + IT7 = 39 + 25$$

Se deberá cumplir que:

$$39 - 25 \leq d_i \leq 55 - 25$$

es decir:

$$14 \leq d_i \leq 30$$

De la tabla II, se obtiene que la posición n tiene una $d_i = 17$ y la posición p con una $d_i = 26$, posiciones dentro de los límites señalados.

Supuesta la posición de la tolerancia del eje igual a n .

De la tabla II, para n se tiene una diferencia inferior $d_i = 17 \mu\text{m}$.

A continuación se calcula:

$$DM = 50 + IT8 = 50 + 0,039 = 50,039 \text{ mm}$$

$$Dm = 50 + 0,000 = 50,000 \text{ mm}$$

$$dM = 50 + d_i + T = 50 + 0,017 + 0,025 = 50,042 \text{ mm}$$

$$dm = 50 + d_i = 50 + 0,017 = 50,017 \text{ mm}$$

Calculando el juego máximo y el apriete máximo:

$$JM = DM - dm = 50,039 - 50,017 = 0,022 \text{ mm} < 25 \mu\text{m}$$

$$AM = dM - Dm = 50,042 - 50 = 0,042 \text{ mm} < 55 \mu\text{m}$$

Esta suposición es válida. El ajuste final quedaría 50 H8/n7 .

Supuesta la posición de la tolerancia del eje igual a p .

Se supone que 50 H8/p7 es correcto.

De la tabla II se obtiene una $d_i = 0,026 \text{ mm}$ para un $DN = 50 \text{ mm}$.

A continuación se calcula:

$$DM = 50 + IT8 = 50 + 0,039 = 50,039 \text{ mm}$$

$$Dm = 50 + 0,000 = 50,000 \text{ mm}$$

$$dM = 50 + d_i = 50 + 0,026 = 50,026 \text{ mm}$$

$$dm = 50 + d_i + IT8 = 50 + 0,026 + 0,039 = 50,051 \text{ mm}$$

Calculando el juego máximo y el apriete máximo:

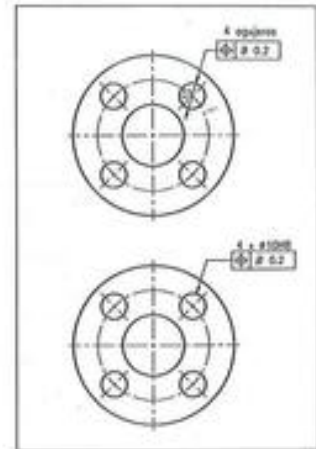
$$JM = DM - dm = 50,039 - 50,026 = 0,013 \text{ mm} < 25 \mu\text{m}$$

$$AM = dM - Dm = 50,026 - 50 = 0,026 \text{ mm} < 55 \mu\text{m}$$

Por lo que la suposición es correcta y queda el ajuste 50 H8/p7 .

De las dos posibilidades, 50 H8/n7 y 50 H8/p7 , las posiciones $H8$, $n7$ y $p7$ son posiciones preferentes. Así pues, si no se puede elegir en función de las zonas preferentes, se elegiría en función de la tolerancia del ajuste, pero como los dos tienen la misma tolerancia (los dos tienen índices 8 y 7), se podrá elegir indistintamente uno u otro.

TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS



Las tolerancias geométricas afectan a la forma y posición de un elemento determinado. El estado de conservación y el desgaste de las máquinas herramientas pueden ocasionar errores en la forma de un determinado elemento, en el posicionamiento de un taladro, etc. Este tipo de errores de forma y de posición pueden llegar a afectar a la intercambiabilidad y al funcionamiento del conjunto si sobrepasan ciertos límites.

Las tolerancias geométricas pueden ser *tolerancias de forma* o *tolerancias de posición*. Las tolerancias de forma afectan a la forma de una línea o de una superficie. Por contra, las tolerancias de posición indican la tolerancia permitida en la posición relativa de los elementos en la pieza.

Las tolerancias geométricas se deben especificar únicamente cuando son imprescindibles para asegurar la aceptabilidad y validez de la pieza respecto a su funcionamiento previsto y su finalidad. Estas tolerancias deben ser tan amplias como lo permitan los requerimientos de diseño de la pieza.

8.1. Definiciones

Una tolerancia de forma, de situación, de orientación o de oscilación de un elemento geométrico (punto, línea, superficie o plano medio) define la zona teórica dentro de la que debe estar contenido el elemento. De esta forma, el elemento considerado puede tener cualquier forma, posición u orientación comprendida dentro de esta zona de tolerancia, siempre que se cumplan las especificaciones señaladas.

Así por ejemplo, un eje puede tener más o menos rectitud, una cara mayor o menor planicidad, una superficie cilíndrica una cilindridad más o menos perfecta, etc.

Si no se especifica lo contrario, la tolerancia se aplica a la totalidad de la longitud del elemento considerado.

8.2. Símbolos

Las características de rectitud de un eje, planicidad de una cara, redondez de un círculo, etc., se representan en los planos por unos símbolos normalizados que aparecen en la figura 8.1. Estos símbolos se clasifican en dos grupos, uno correspondiente a elementos simples o aislados y otro a elementos asociados.

SIMBOLOS DE LAS TOLERANCIAS			SIMBOLOS DE LAS TOLERANCIAS		
TOLERANCIA		Simb	TOLERANCIA		Simb
TOLERANCIAS DE FORMA	RECTITUD	—	ORIENTACION	PARALELISMO	//
	PLANICIDAD	▱		PERPENDICULARIDAD	⊥
	REDONDEZ	○		INCLINACION	∠
	CILINDRICIDAD	⌀	SITUACION	POSICION	⊕
	FORMA DE UNA LINEA	⌒		COAXIALIDAD	⊙
	FORMA DE UNA SUPERFICIE	Ⓓ		SIMETRIA	≡
			OSCILACION	CIRCULAR	/
				TOTAL	⌞

FIGURA 8.1. Símbolos de las tolerancias geométricas.

8.3. Indicaciones en los dibujos

Seguidamente se describen los símbolos usados para indicaciones de referencias, cotas teóricamente exactas, indicación de zonas de tolerancia, condición de máximo material, etc.

8.3.1. Cotas teóricamente exactas

Estas cotas sitúan las posiciones nominales de las zonas de tolerancia correspondientes a tolerancias de posición, forma de una línea u orientación.

Las cotas teóricamente exactas y que, por lo tanto, no son objeto de tolerancias geométricas se colocan rodeadas de un recuadro. El recuadro se hace con línea fina.

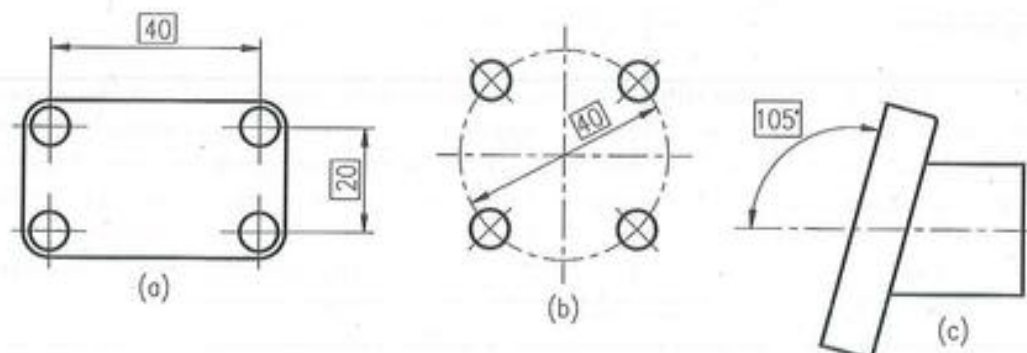


FIGURA 8.2. Cotas teóricamente exactas.

8.3.2. Rectángulo de tolerancia

Las indicaciones necesarias para especificar las tolerancias geométricas se representan en un rectángulo dividido en dos o más recuadros. El rectángulo y los recuadros se dibujan en línea fina.

Los recuadros se rellenan de izquierda a derecha por el siguiente orden:

- En la primera casilla se sitúa el símbolo de la tolerancia, visto en la figura 8.1.
- En la segunda casilla se coloca el valor de la tolerancia (valor total) en las unidades utilizadas para la acotación lineal (normalmente mm). Este valor irá precedido por el signo ϕ si la zona de tolerancia es circular o cilíndrica, o por la indicación "S ϕ " si la zona de tolerancia es esférica.
- En la tercera casilla se colocará opcionalmente, la letra o letras que identifiquen el elemento o elementos de referencia (un eje, un plano medio, una superficie, etc.), según se verá más adelante.

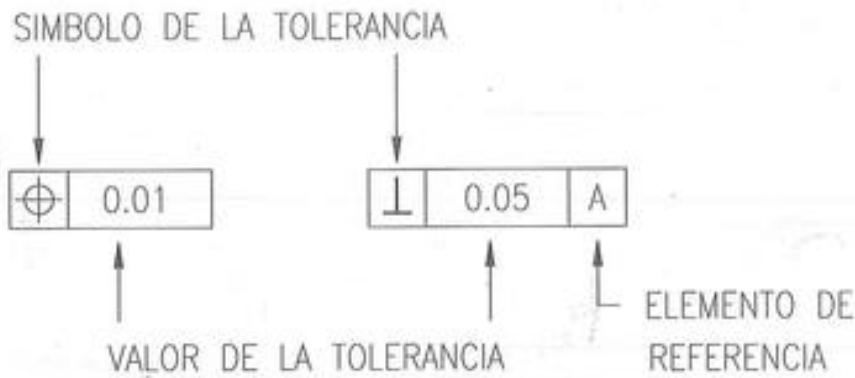


FIGURA 8.3. Rectángulo de tolerancia.

- Otras informaciones relativas a la tolerancia se pueden escribir encima del rectángulo o al lado del rectángulo ligadas o no a él por medio de una línea de referencia (figura 8.4).

Si se necesita especificar más de una tolerancia para un elemento se colocarán los rectángulos de tolerancia uno encima del otro.

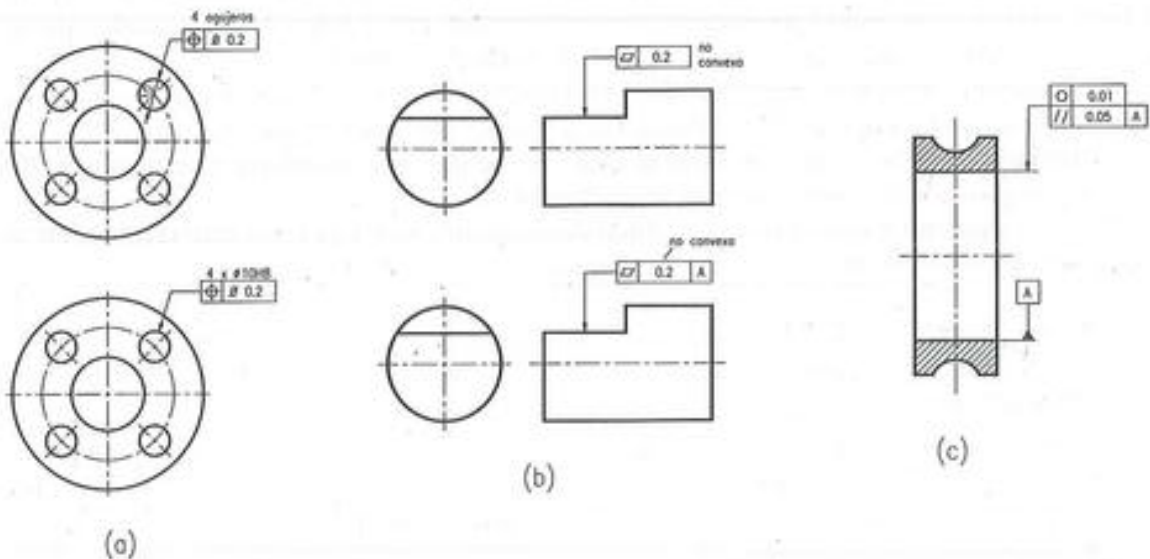


FIGURA 8.4. Informaciones adicionales relativas a la tolerancia.

El rectángulo de tolerancia se une al elemento al que se refiere la tolerancia, mediante una línea terminada en una flecha con la punta en las siguientes posiciones (figura 8.5):

- Sobre el contorno del elemento o una prolongación del contorno (pero no sobre una línea de cota), cuando la tolerancia se refiere a la línea o a la propia superficie (figura 8.5a).
- Sobre la prolongación de la línea de cota, cuando la tolerancia se refiere al eje o plano medio de la pieza (figura 8.5b).
- Sobre el eje cuando la tolerancia se refiere al eje o plano medio de todos los elementos comunes a este eje o plano medio (figura 8.5c).

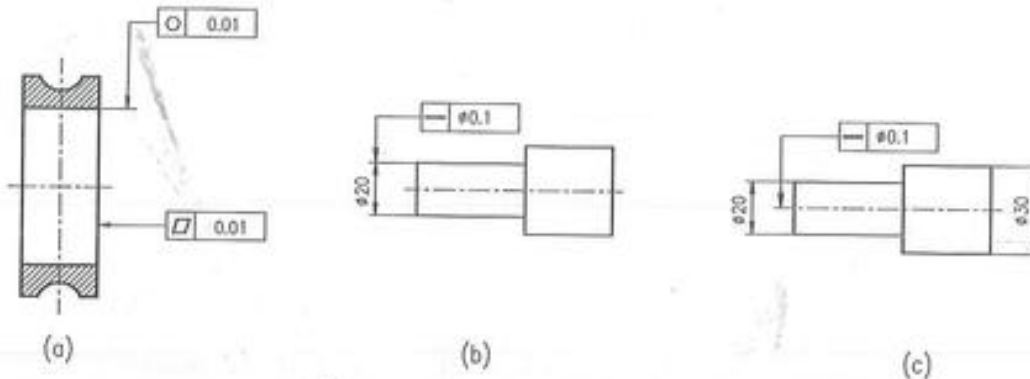


FIGURA 8.5. Unión del rectángulo de tolerancia al elemento.

8.3.3. Referencias y elementos de referencia

El elemento de referencia es aquel al que se remiten las tolerancias de orientación y posición.

Las referencias son elementos de una pieza (aristas, superficies, ejes, etc.) que sirven para establecer la situación de los demás elementos. La forma de las referencias debe ser lo suficiente exacta como para que puedan ser consideradas como tales. Los elementos de referencia se deben elegir teniendo en cuenta la función de la pieza.

Se denomina *referencia especificada* a una forma geométrica teóricamente exacta respecto a la que se refieren los elementos a los que se aplican las tolerancias.

Se denomina *elemento de referencia* al elemento real de una pieza que se utiliza para determinar la posición de una referencia especificada.

El o los elementos de referencia se unen al rectángulo por una línea que termina en un triángulo cuya base se apoya como sigue (figura 8.6):

- Sobre el contorno del elemento de referencia o sobre su prolongación (pero no sobre una línea de cota), cuando el elemento de referencia es la línea o la propia superficie (figura 8.6a).
- Sobre la prolongación de la línea de cota cuando el elemento de referencia es el eje o plano medio del elemento (figura 8.6b). Si el espacio es insuficiente para las dos flechas de la cota, puede sustituirse una de ellas por el triángulo (figura 8.6d).
- Sobre el eje o plano medio de todos los elementos comunes a este eje o plano medio, si tal eje puede determinarse con la suficiente exactitud (figura 8.6c).

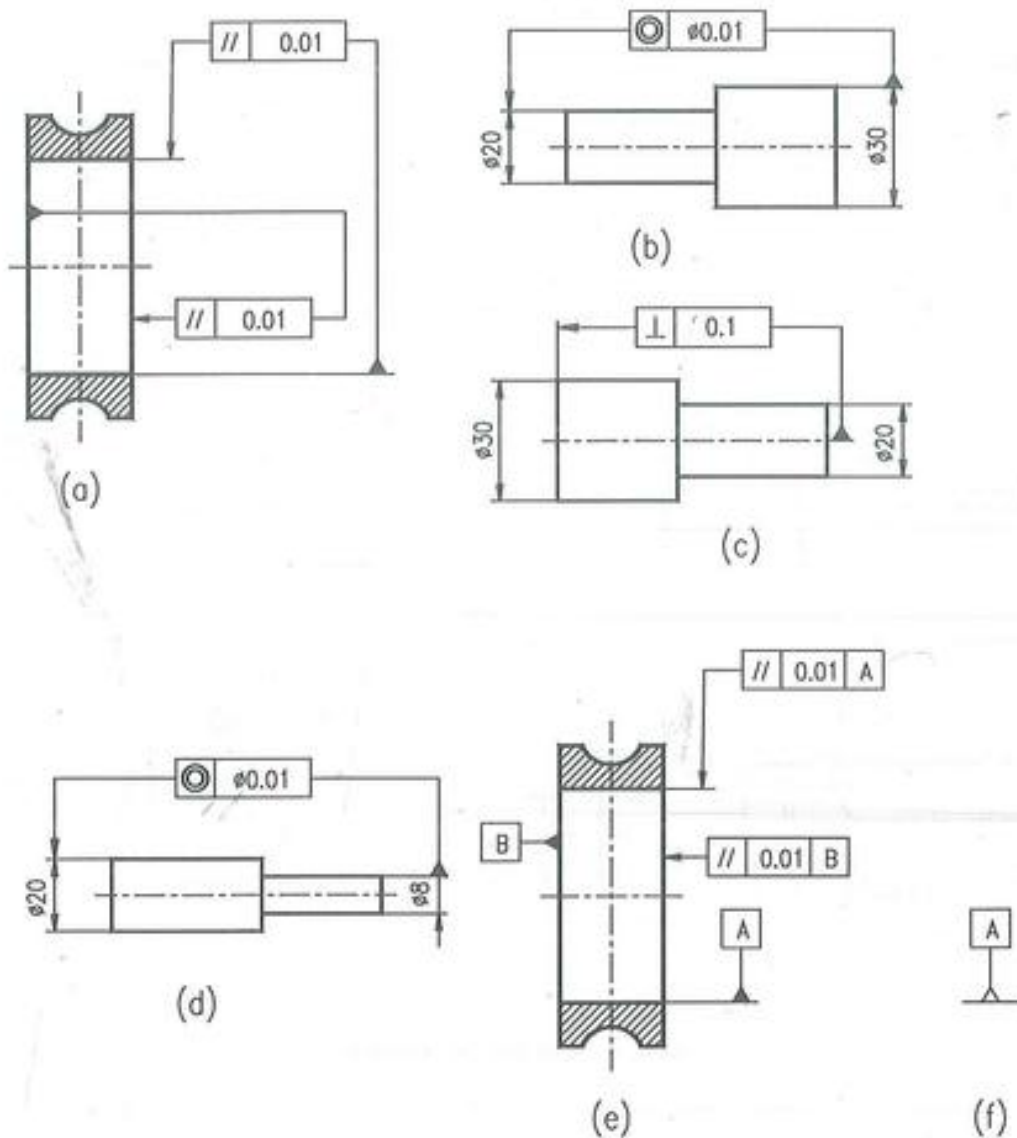


FIGURA 8.6. Referencias.

- Si el rectángulo de tolerancia no puede unirse de un modo claro y simple al elemento de referencia, se utiliza una letra mayúscula, distinta para cada elemento de referencia. Esta letra mayúscula se coloca en un cuadrado unido al elemento de referencia con el triángulo descrito anteriormente (figura 8.6d).
- El triángulo que identifica la referencia en cualquiera de sus modalidades puede estar relleno (figuras 8.6a, 8.6b, 8.6c, 8.6d y 8.6e) o vacío (figura 8.6f).

8.3.4. Referencias múltiples

Un *sistema de referencias especificadas* está formado por un grupo de dos o más referencias especificadas separadas, de forma que este grupo se utiliza como un elemento de referencia combinado para el elemento al que se aplica la tolerancia.

Si se combinan los elementos de referencia para formar una referencia simple, la designación se hace colocando un guión entre las dos letras mayúsculas identificadoras que van en la tercera casilla del rectángulo de tolerancias (figura 8.7a).

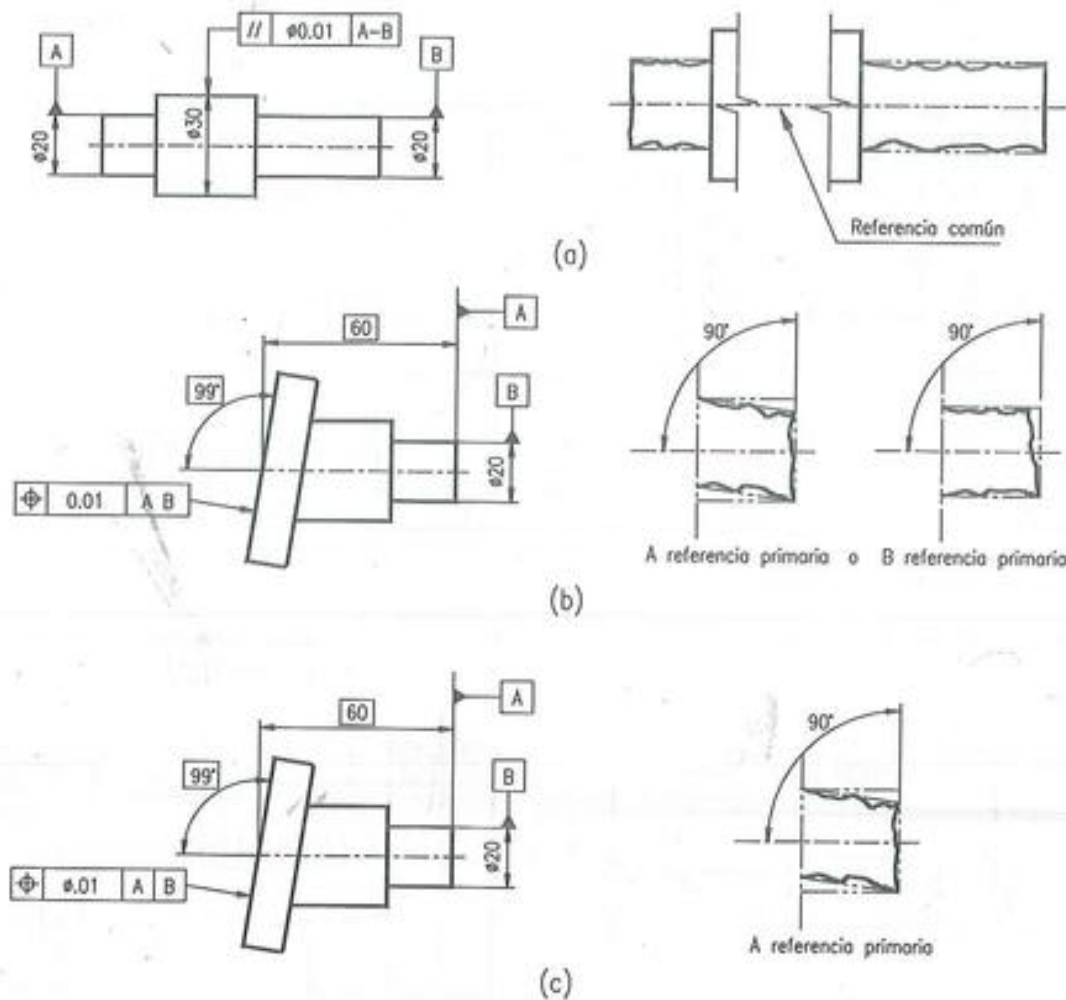


FIGURA 8.7. Referencias múltiples.

Si las letras mayúsculas de referencia se colocan juntas en la última casilla del rectángulo, no es necesaria ninguna prioridad en la aplicación de las referencias (figura 8.7b).

Si por el contrario las referencias se deben aplicar en un orden determinado, las letras se colocarán en casillas independientes consecutivas, según el orden de prioridad (figura 8.7c).

La interpretación de las tolerancias aparece en las figura 8.7. En el primer caso (figura 8.7a), la referencia es el eje común de los dos cilindros extremos de la pieza. En el segundo caso (figura 8.7b), como no importa el orden de elección de las referencias, se puede considerar que el eje del cilindro de $\phi 20$ es la referencia secundaria y por lo tanto, perpendicular a la superficie A, que es la referencia primaria, o bien al revés, es decir que la superficie A es la referencia secundaria y es perpendicular al eje del cilindro de $\phi 20$, que es referencia primaria. En el tercer caso (figura 8.7c) la superficie A es referencia primaria, y el eje del cilindro, la secundaria.

8.3.5. Elementos asociados

Si dos elementos asociados son idénticos o si no existe razón para elegir uno de ellos como elemento de referencia, la tolerancia se indica como en la figura 8.8.

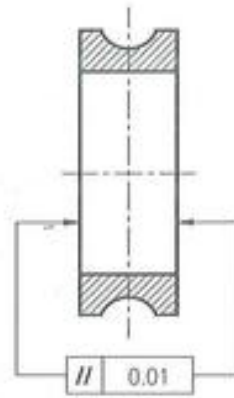


FIGURA 8.8. Elementos asociados.

8.3.6. Tolerancias geométricas aplicadas a longitudes parciales de elementos

Si la tolerancia se debe aplicar sólo a una parte delimitada del elemento, dicha parte se define con ayuda de una línea gruesa de trazo y punto.

Si la tolerancia se aplica a una longitud delimitada, situada en cualquier parte, el valor de esta longitud se indicará a continuación del valor de la tolerancia, separada mediante un trazo oblicuo (figura 8.9a).

En el caso de una superficie se utiliza la misma indicación, significando que la tolerancia se aplica a todas las líneas de la longitud delimitada en cualquier posición y en cualquier dirección.

Si la tolerancia sobre el elemento se completa con otra delimitada más pequeña, esta última se indicará debajo de la anterior (figura 8.9b).

Si la tolerancia debe aplicarse sólo a una parte delimitada del elemento, se acotará esta parte como se indica en la figura 8.9c.

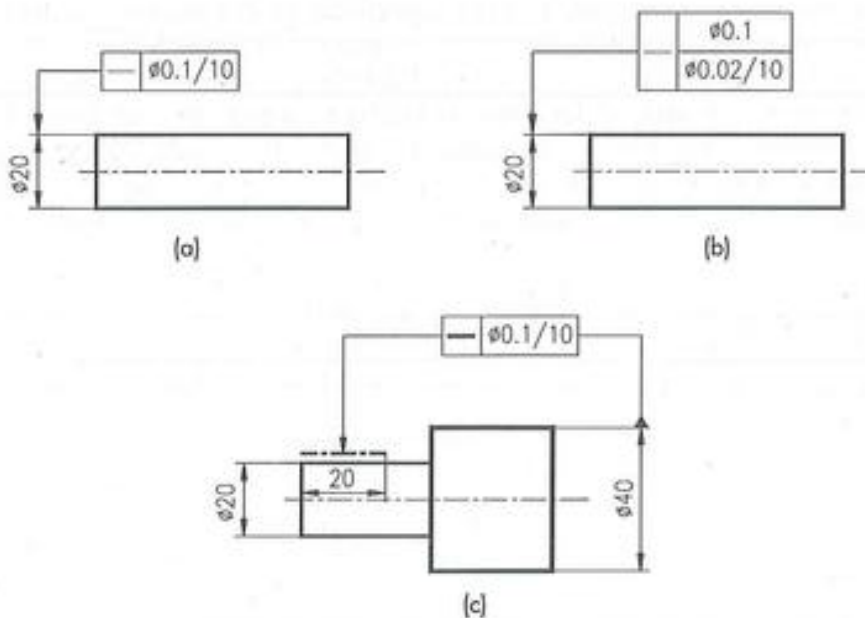


FIGURA 8.9. Tolerancias aplicadas a longitudes parciales de elementos.

8.3.7. Zonas individuales con igual tolerancia

Cuando existan elementos diferentes con zonas individuales de tolerancia del mismo valor, las tolerancias geométricas se pueden especificar según se indica en las figuras 8.10a y 8.10b.

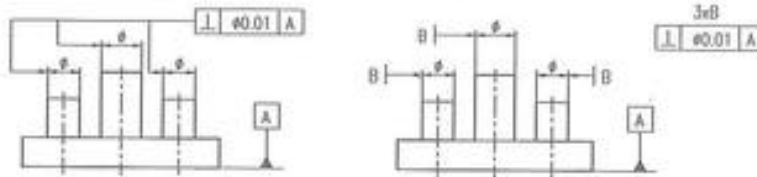


FIGURA 8.10. Zonas de tolerancia de igual valor aplicadas a elementos diferentes.

8.3.8. Indicación de "zona común"

Cuando se pretenda definir una zona común para varios elementos diferentes, se debe indicar con el texto "zona común", situado encima del rectángulo de tolerancia, de cualquiera de las formas indicadas en la figura 8.11.

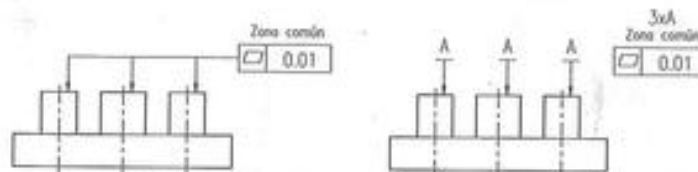


FIGURA 8.11. Indicación de "zona común".

8.3.9. Zona de tolerancia proyectada

La indicación de zona de tolerancia proyectada se utiliza cuando una tolerancia de orientación o de situación no se aplica a un elemento en sí mismo, sino a una proyección exterior de él. La zona de tolerancia proyectada se indica con el símbolo (P).

La zona de tolerancia proyectada se debe especificar en dos lugares. Se debe indicar el elemento al que se aplica la zona de tolerancia proyectada utilizando el símbolo (P) dentro del rectángulo de tolerancia en la vista principal del dibujo, situando el símbolo detrás del valor de la tolerancia. Además, se debe indicar también en una vista del dibujo la situación de la zona de tolerancia proyectada, colocando el símbolo (P) delante de la cota que sitúa la zona proyectada. La zona proyectada se representa con línea fina de trazo y dos puntos.

En la figura 8.12a aparece un ejemplo de indicación de zona de tolerancia proyectada.

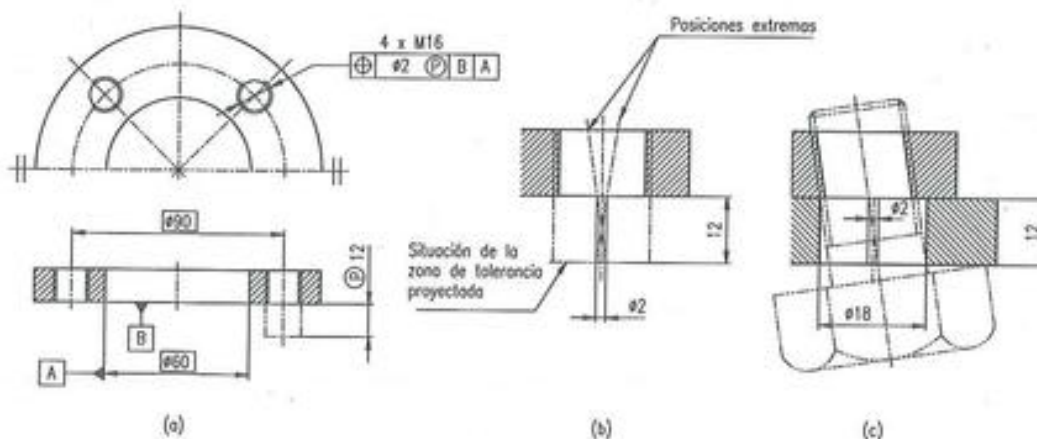


FIGURA 8.12. Zona de tolerancia proyectada.

En la figura 8.12b aparece la interpretación de la tolerancia especificada con la indicación de zona de tolerancia proyectada. El eje de cada uno de los 4 agujeros de M16 se encuentra dentro de una zona de tolerancia cilíndrica de valor $\phi 2$ de 12 mm de altura, es decir, está situada entre dos planos separados 12 mm. La cota de 12 mm corresponde al espesor de la pieza con la que va a acoplar.

La especificación de esta zona de tolerancia supone que las posiciones extremas de los ejes de los taladros son las que aparecen en la figura 8.12b.

En la figura 8.12c se muestra una aplicación con las condiciones extremas de montaje especificadas con la zona de tolerancia proyectada.

La especificación de zona de tolerancia proyectada tiene aplicación en el garantizar el montaje de dos elementos unidos entre sí permitiendo controlar las desviaciones de perpendicularidad que se producen al establecer tolerancias de posición. Aunque existen otras formas de absorber esta desviación de perpendicularidad, como por ejemplo estableciendo tolerancias de perpendicularidad adicionales o reduciendo la tolerancia de los elementos, el establecimiento de la zona de tolerancia proyectada permite obtener la tolerancia máxima que asegure el montaje de las piezas. La cota de situación de la zona de tolerancia proyectada depende de las dimensiones del elemento con el que va acoplar la pieza y es cota funcional.

8.3.10. Referencias parciales

Una *referencia parcial* es un punto, una línea o una zona delimitada sobre una pieza y que se debe utilizar como base para definir las referencias especificadas exigidas a la hora de fabricar o de verificar la pieza.

Se indican con el símbolo de referencia parcial, consistente en un círculo con un trazo correspondiente a un diámetro horizontal (figura 8.13) unido a una línea de referencia que toca a la referencia parcial (figura 8.15).



FIGURA 8.13. Símbolo para indicación de referencia parcial.

En la zona superior (figura 8.13a) se indican las dimensiones de la zona de referencia parcial (en el caso de ser una zona delimitada, es decir, un rectángulo o un círculo). En el caso de que la referencia parcial sea un punto o una línea, no se rellena esta zona. Si las dimensiones de la zona de referencia parcial no caben en la zona destinada para ello dentro del símbolo, se pueden situar fuera utilizando una línea de referencia (figura 8.13b).

En la zona inferior (figura 8.13) se sitúa la letra indicadora del elemento de referencia, seguida de una cifra que hace referencia al número de referencia parcial.

Para representar los elementos que forman las referencias parciales se utilizan los símbolos de la figura 8.14, según que la referencia parcial sea un punto (figura 8.14a, indicándose mediante una cruz de trazo grueso), una recta (figura 8.14b, dos cruces de trazo grueso unidas por una línea continua fina) o una zona delimitada (figura 8.14c, un rectángulo o un círculo dibujado con línea fina de trazo y dos puntos y sombreada con el tipo de rayado que corresponda a la pieza).

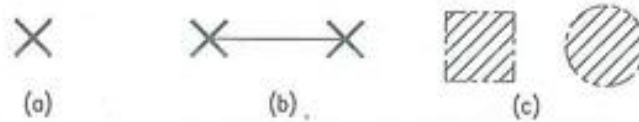


FIGURA 8.14. Representación de referencias parciales.

En la figura 8.15 aparecen varios ejemplos de indicación de referencias parciales, correspondientes a un punto, a una línea y a una zona circular.

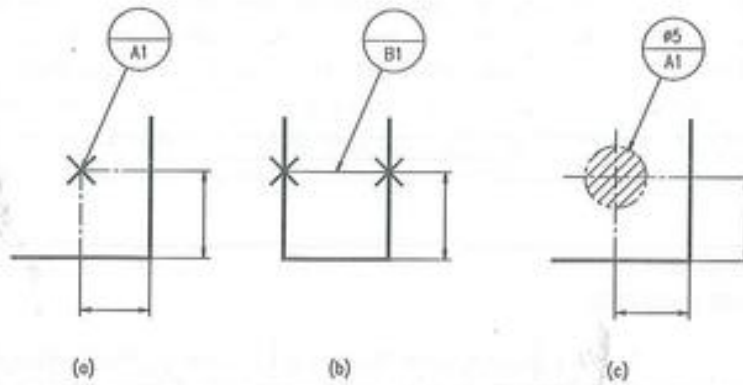


FIGURA 8.15. Ejemplos de indicación y representación de referencias parciales.

En la figura 8.16 aparece una representación de una pieza con indicación de referencias parciales. Para definir la referencia A se utilizan tres referencias parciales consistentes en tres puntos. Para definir la referencia B se utilizan dos zonas circulares. Para definir la referencia C se utiliza un único punto.

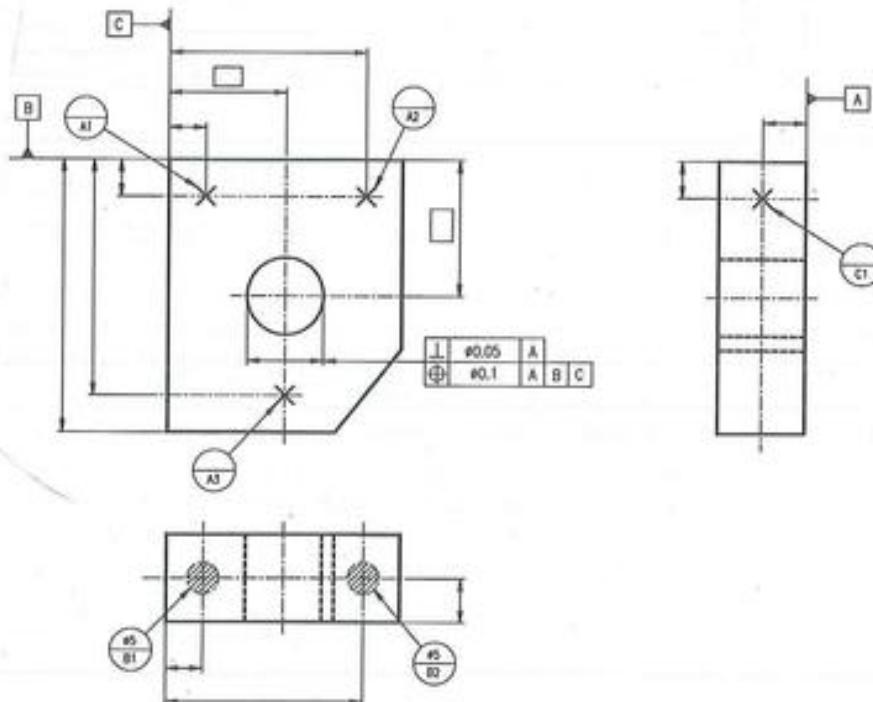


FIGURA 8.16. Utilización de referencias parciales.

8.4. Ejemplos de tolerancias geométricas

Seguidamente (figura 8.17) se indican algunos ejemplos comentados de interpretación de tolerancias geométricas. En la Norma UNE 1-121-91 (1), aparecen explicados cada uno de los posibles casos e interpretaciones de las distintas tolerancias geométricas. Se recomienda una lectura atenta de dicho apartado para la mejor comprensión de este tipo de tolerancias.

Tolerancia	Ejemplo	Zona de tolerancia	Descripción
Rectitud			Cualquier generatriz del cilindro se considera recta cuando está totalmente incluida entre dos planos paralelos separados entre sí la tolerancia.
			El eje del cilindro se considera recto cuando está totalmente incluido dentro de un cilindro de un diámetro igual a la tolerancia.
Planicidad			La superficie se considera plana cuando está totalmente comprendida entre dos planos paralelos separados entre sí la tolerancia.
Redondez			Una sección recta cualquiera de la figura se considera redonda cuando está totalmente comprendida en una corona circular con una diferencia de radios igual a la tolerancia.
Cilindricidad			La superficie exterior del cilindro se considera cilíndrica cuando está totalmente comprendida entre dos cilindros coaxiales con una diferencia de radios entre sí igual a la tolerancia.
Forma de una línea			El contorno de la pieza tiene la forma nominal cuando está totalmente comprendido entre dos contornos envolventes de círculos con centros situados sobre el contorno nominal y de diámetro la tolerancia.
Forma de una superficie			Una superficie se considera que tiene la forma especificada cuando está totalmente comprendida entre dos superficies envolventes de esferas con centros situados sobre la superficie nominal y de diámetro la tolerancia.

FIGURA 8.17. Ejemplos de tolerancias geométricas.

Tolerancia	Ejemplo	Zona de tolerancia	Descripción
Paralelismo			El eje del elemento es paralelo al plano de referencia cuando está situado dentro de un cilindro de eje coincidente con el nominal y diámetro la tolerancia.
Perpendicularidad			El eje del elemento es perpendicular al plano de referencia cuando está situado dentro de un cilindro de eje coincidente con el nominal y diámetro la tolerancia.
Inclinación			El plano debe estar situado entre dos planos paralelos entre sí, separados la tolerancia y que forman un ángulo respecto al eje de referencia igual a la cota cuadrada especificada.
Posición			El eje de cada taladro debe estar situado dentro de un cilindro de diámetro igual a la tolerancia y eje situado en las posiciones "teóricamente exactas".
Coaxialidad			El eje del elemento es coaxial respecto al eje de referencia cuando está dentro de un cilindro de diámetro la tolerancia y eje la referencia.
Simetría			El plano medio de los elementos definidos por la cota es simétrico respecto al plano de referencia cuando está comprendido entre dos planos paralelos, simétricos respecto a la referencia y separados la tolerancia.
Oscilación circular			En cualquier sección recta, la oscilación del radio no debe ser mayor de la tolerancia en una vuelta completa.
Oscilación total			En cualquier punto de la superficie, la oscilación del radio no debe ser mayor de la tolerancia en una vuelta completa.

FIGURA 8.17. (continuación) Ejemplos de tolerancias geométricas.

8.5. Tolerancias generales geométricas

Al igual que en el capítulo sobre las tolerancias dimensionales, es posible determinar una tolerancia geométrica general que afecte a los elementos de la pieza, incluso cuando no estén afectados de tolerancia geométrica específica. Esta tolerancia está íntimamente relacionada con la precisión y el trabajo del taller donde se mecanizan las piezas.

Esta norma no afecta sin embargo a las tolerancias geométricas de:

- Cilindricidad.
- Forma de una línea o superficie cualquiera.
- Inclinación.
- Coaxialidad.
- Posición.
- Oscilación total.

8.5.1. Tolerancias para elementos aislados

A) Redondez y planitud

En la tabla 8.1 se encuentran los valores definidos por las norma **UNE EN 22768 2:1994**, equivalente a la **ISO 2768**. Para la rectitud debe tomarse el valor de la longitud de la línea correspondiente en mm, y para la planitud la mayor de las dimensiones de la superficie o el diámetro si se trata de una superficie circular.

Clase de tolerancia	Tolerancias de rectitud y planitud, por campos de longitudes nominales (en mm)					
Designación	Hasta 10	Más de 10 hasta 30	Más de 30 hasta 100	Más de 100 hasta 300	Más de 300 hasta 1000	Más de 1000 hasta 3000
H	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
K	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
L	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6

TABLA 8.1. Tolerancias geométricas generales de rectitud y planitud.

B) Redondez

La tolerancia general de redondez es igual, en valor numérico, a la tolerancia del diámetro, pero en ningún caso puede ser mayor que el valor correspondiente a la tolerancia de oscilación circular radial dado en la tabla 8.4.

8.5.2. Tolerancias para elementos asociados

Se aplican a elementos que estén en relación unos de otros, sin tolerancia geométrica específica y que no estén incluidos en las excepciones de las normas.

A) Tolerancia de paralelismo

Se debe tomar el valor máximo entre la tolerancia dimensional y la correspondiente a la tabla 8.1 aplicada al valor máximo de la longitud de los elementos asociados.

B) Tolerancia de perpendicularidad

Se debe tomar como referencia la mayor longitud de los dos elementos que formen el ángulo recto y se aplica la tabla 8.2.

Clase de tolerancia	Tolerancias de perpendicularidad, por campos de longitudes nominales (en mm)			
Designación	Hasta 100	Más de 100 hasta 300	Más de 300 hasta 1000	Más de 1000 hasta 3000
H	0,2	0,3	0,4	0,5
K	0,4	0,6	0,8	1
L	0,6	1	1,5	2

TABLA 8.2. Tolerancias geométricas generales de perpendicularidad.

C) Tolerancias de simetría

Al igual que en los casos anteriores, se aplicará la tabla 8.3 tomando como referencia el elemento de mayor longitud.

Clase de tolerancia	Tolerancias de simetría, por campos de longitudes nominales (en mm)			
Designación	Hasta 100	Más de 100 hasta 300	Más de 300 hasta 1000	Más de 1000 hasta 3000
H	0,5			
K	0,6		0,8	1
L	0,6	1	1,5	2

TABLA 8.3. Tolerancias geométricas generales de simetría.

D) Tolerancias de oscilación circular

Las tolerancias generales de oscilación circular (radial, axial y sobre toda la superficie de revolución) aparecen en la tabla 8.4. Si existen superficies portantes designadas, se deben tomar éstas como referencia; si no, se tomará el elemento de mayor longitud.

Clases de tolerancia	Tolerancias de oscilación circular
H	0,1
K	0,2
L	0,5

TABLA 8.4. Tolerancias geométricas generales de oscilación circular.

Al igual que en las tolerancias dimensionales generales, se debe indicar en el cuadro de rotulación la tolerancia geométrica general que afecte a la pieza poniendo el nombre de la norma ISO y a continuación la calidad de la tolerancia. Las tolerancias generales dimensionales y geométricas pueden estar combinadas. Las tolerancias geométricas siempre se indican en letras mayúsculas y las dimensionales en minúsculas.

Por ejemplo la indicación ISO 2768-H implica una tolerancia geométrica general de clase de tolerancia *H* para toda la pieza. La anotación ISO 2768-vL se refiere a una tolerancia dimensional general de clase *v* y una tolerancia geométrica de clase *L* (figura 8.18).

MODIFICACIONES			(IDENTIFICACION)		EDICION	
	Tol.gen.	Escola				
	ISO2768-vL	1:1				
		Fecha	Nombre	(RAZON SOCIAL)		Hoja nº
	Dibujad.					
	Compr.					
	Sustituye a:				Sustituido por:	Nº hojas
	Plano nº:					

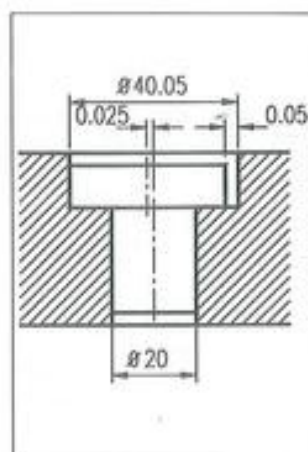
FIGURA 8.18. Ejemplo de notación de tolerancias generales dimensionales y geométricas.

8.6. Normativa

Norma	Título
UNE 1 121 91/1	(Equivalente a ISO 1101). Dibujos técnicos. Tolerancias geométricas. Tolerancias de forma, orientación, posición y oscilación. Generalidades, definiciones, símbolos e indicaciones en los dibujos.
UNE 1 121 75/2	(Equivalente a ISO 1101/II). Dibujos técnicos. Tolerancias de forma y posición. Principio de máximo material.
UNE 1 121 75/3	(Equivalente a ISO 1660). Dibujos técnicos. Tolerancias de forma y posición. Acotación y notación de las tolerancias de los perfiles.
UNE 1 121 75/4	(Equivalente a ISO 1661). Dibujos técnicos. Tolerancias de forma y posición. Ejemplos.
ISO 2692:1988	Technical drawings. Geometrical tolerancing. Maximum material principle.
ISO 2692:1991. Amd. 1	Technical drawings. Geometrical tolerancing. Maximum material principle. Amendment 1 Least Material Principle.
ISO 5459:1981	Dibujos técnicos. Referencias y sistemas de referencias para tolerancias geométricas.
ISO 5458	Dibujos técnicos. Tolerancias geométricas. Tolerancias de posición.
UNE 1 149 90	(Equivalente a ISO 8015). Dibujos técnicos. Principio de tolerancias fundamentales.

- EN 22768 1:1993 (Equivalente a ISO 2768-1). Tolerancias generales. Parte 1: Tolerancias dimensionales para dimensiones lineales y angulares sin indicación individual de tolerancia.
- EN 22768 2:1993 (Equivalente a ISO 2768-2). Tolerancias generales. Parte 2: Tolerancias para cotas geométricas sin indicación individual de tolerancia.

RELACIÓN ENTRE TOLERANCIAS DIMENSIONALES Y GEOMÉTRICAS



Cuando se establecen tolerancias dimensionales, éstas controlan medidas o dimensiones de una pieza (distancia entre dos puntos, entre dos planos, diámetro de un cilindro, ángulo entre dos planos, etc.) pero no controlan ni la forma, ni la posición, ni la orientación que tengan los elementos a los que se aplica la tolerancia dimensional. De la misma forma, las tolerancias geométricas controlan la forma, posición u orientación de los elementos a los que se aplican, pero no sus dimensiones.

Por ejemplo, si se construye un cilindro con las especificaciones de tolerancias dimensionales de la figura 9.1a y resulta fabricado con las dimensiones reales que aparecen en la figura 9.1b y 9.1c, este cilindro cumple en todo momento con la tolerancia dimensional pero puede presentar errores de forma que afecten a la funcionalidad de la pieza relativos a rectitud del eje (figura 9.1b) y a redondez (figura 9.1c). La tolerancia dimensional no controla en ningún momento la geometría del elemento.

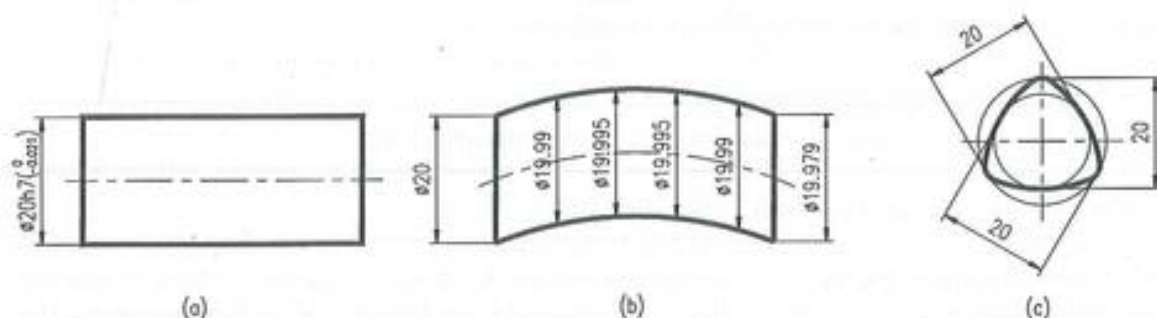


FIGURA 9.1. (a) Especificación de tolerancias dimensionales en un cilindro. (b) Dimensiones de una pieza fabricada con errores de rectitud. (c) Dimensiones de una pieza fabricada con defectos de redondez.

De la misma forma, una especificación de tolerancia geométrica determinada no controla por sí sola las dimensiones de la pieza. En la figura 9.2a se muestra una especificación de tolerancia de redondez sobre una cualquiera de las secciones del cilindro. Esta tolerancia especifica que cualquier sección debe estar comprendida dentro de una corona circular con una diferencia de radios 0.1 . De esta forma podría darse el caso de que la pieza fuera perfectamente redonda en cualquier sección (figura 9.2a) pero no cumpliera con la tolerancia dimensional, o que no fuera perfectamente redonda (figura 9.2c), de manera que cualquier sección estuviera dentro de la zona de tolerancia especificada, pero que siguiera sin verificar la tolerancia dimensional.

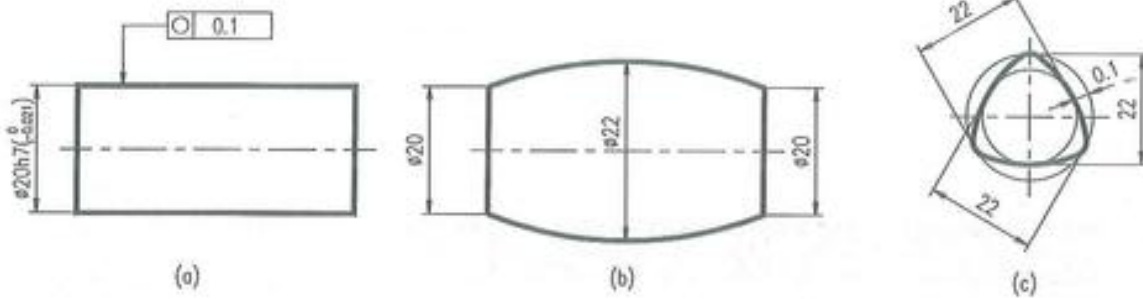


FIGURA 9.2. (a) Especificación de tolerancias geométricas en un cilindro. (b y c) Piezas que cumplen la tolerancia de redondez y no tolerancia dimensional.

El *principio de independencia*, establecido en la norma UNE 1 149, hace referencia a este aspecto. Dice textualmente: "Cada requisito dimensional o geométrico especificado sobre un dibujo debe ser respetado por sí mismo, al margen de otros que pueda haber, excepto en el caso en que esté especificada una relación particular. Por lo tanto, sin una relación particular especificada, la tolerancia geométrica se aplica sin tener en cuenta la medida del elemento, y ambos requisitos se consideran independientes".

No obstante, a pesar de que las tolerancias dimensionales y las geométricas son independientes entre sí y unas no controlan las otras, cabe pensar que en determinadas ocasiones sí que va a existir o sí que se debe establecer una interdependencia entre los valores de las tolerancias dimensionales y geométricas con el fin de respetar determinados requisitos funcionales.

Ante este aparente problema, la norma **UNE 1 149 (ISO 8015)** titulada "Principio de tolerancias fundamentales" establece el principio de relación entre tolerancias dimensionales y geométricas.

Existen varias formas de relacionar y vincular las tolerancias dimensionales y las geométricas de elementos. Se puede realizar por medio de:

- El requisito de la envolvente.
- El principio de máximo material y el de mínimo material.

Cada uno de los métodos tiene sus aplicaciones.

El *requisito de la envolvente* exige que la envolvente de forma perfecta en condición de máximo material no se sobrepase. Afecta únicamente a tolerancias de forma y establece una forma límite del elemento para unos valores determinados de las tolerancias dimensionales (los que corresponden a máximo material) de manera que esta especificación determina la forma extrema que puede tener el elemento.

El *principio de máximo material* se aplica a elementos que están destinados a acoplar, con el fin de garantizar que sea posible el acoplamiento o el montaje de éstos. La tolerancia se aplica en las condiciones más desfavorables de montaje, que son las de máximo material de los elementos. El principio de máximo material no tiene sentido aplicarlo a tolerancias de forma, sino a tolerancias de situación y de orientación y a rectitud de ejes y planos medios de los elementos que van a acoplar.

Por último, el *principio de mínimo material*, variante del anterior, tiene su principal aplicación para garantizar espesores y en general dimensiones mínimas de piezas con el fin de garantizar su resistencia mecánica. Se aplica también a tolerancias de situación y de orientación de elementos dentro de una misma pieza con el fin de asegurar las mencionadas dimensiones mínimas.

9.1. Definiciones

Se dice que una dimensión de una pieza está en su *condición de máximo material* (CMM) cuando la pieza contiene la máxima cantidad de material que permite la tolerancia-dimensional considerada. Para un elemento macho, la condición de máxima cantidad de material se da cuando su dimensión es máxima. Para un elemento hembra, la condición de máximo material se dará cuando la dimensión sea mínima. De la misma forma, un elemento está en su *condición de mínimo material* cuando la menor cantidad de material posible, es decir, cuando los elementos macizos tienen la menor dimensión que permite su tolerancia dimensional y cuando los elementos huecos tienen la mayor dimensión que permite su tolerancia dimensional.

De esta forma (figura 9.3) si un eje tiene dimensiones límites 50,02 y 49,98, su condición de máximo material se dará para 50,02 y la de mínimo material para 49,98, mientras que si un agujero tiene dimensiones límites 50,02 y 49,98, la condición de máximo material del agujero se dará para 49,98 y la de mínimo material para 50,02.

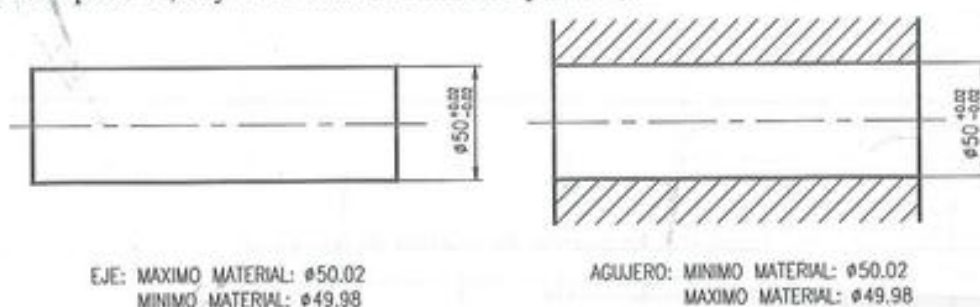


FIGURA 9.3. Condición de máximo y mínimo material.

Cuando un elemento tiene errores de forma y/o de posición, su medida está virtualmente modificada. De esta forma, en el elemento macho, la *medida virtual* será la medida en condición de máximo material más la tolerancia geométrica y en el elemento hembra la medida en condición de máximo material menos la tolerancia geométrica.

En la figura 9.4 puede verse un ejemplo correspondiente a los casos presentados en la figura 9.3. El eje (figura 9.4a) tiene unas dimensiones límites de 50,02 y 49,98, según indica su tolerancia dimensional. Su condición de máximo material es de 50,02 mm y la tolerancia geométrica es 0,1 mm. De esta forma, la composición de las dos tolerancias puede dar una medida virtual de 10,1 mm de diámetro.

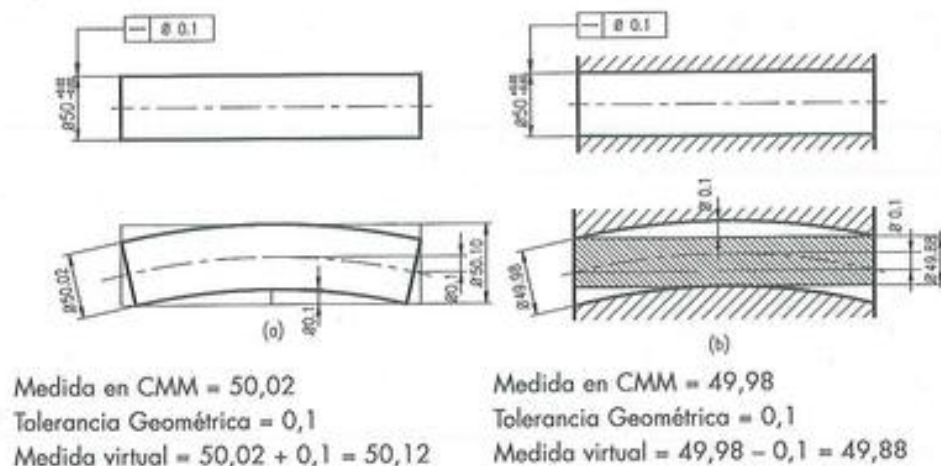


FIGURA 9.4. Medidas virtuales.

9.2. El requisito de la envolvente

El *requisito de la envolvente*, denominado también *exigencia o requisito de recubrimiento*, obliga a que no se sobrepase la envolvente de forma perfecta en condición de máximo material del elemento al que controla. El requisito de la envolvente se aplica a elementos aislados bien cilíndricos, bien definidos por dos superficies planas paralelas, es decir, a elementos que sean "medibles".

Se indica por medio del símbolo $\textcircled{E}$ situado a continuación de la cota lineal a que afecta o bien haciendo referencia a la norma que establezca este requisito.

En la figura 9.5 se representa un cilindro al que se ha aplicado el requisito de envolvente. Su tolerancia dimensional obliga a que cualquier sección recta del cilindro se encuentre entre unas medidas de 19,979 y 20 mm. Su condición de máximo material es 20 mm y se ha especificado el requisito de envolvente.



FIGURA 9.5. Indicación del requisito de envolvente.

El requisito de envolvente establece que la pieza debe estar completamente incluida dentro de la envolvente de forma perfecta en su condición de máximo material. Es decir, cuando el cilindro tenga diámetro 20, deberá tener una forma perfecta, mientras que si la dimensión se aleja de la de máximo material, se podrá aceptar cualquier desviación de forma, como por ejemplo las que aparecen en la figura 9.6, siempre que se cumplan las tolerancias dimensionales.



FIGURA 9.6. Desviaciones de forma permitidas.

Si se respetan las tolerancias dimensionales pero el elemento sobrepasa la envolvente, la pieza no será admisible (figura 9.7).

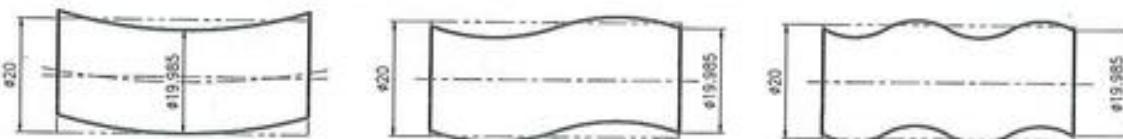


FIGURA 9.7. Piezas que no cumplen con el requisito de envolvente especificado.

Obsérvese que el requisito de envolvente no controla ninguna desviación de forma en concreto, como la rectitud, redondez, cilindricidad, etc. de la pieza. Con el requisito de la envolvente se establece un requerimiento mínimo de la geometría, pero sin especificar en qué sentido puede afectar a la pieza. Si se necesitan aplicar condicionantes de rectitud, redondez, cilindricidad, etc., es preciso especificar además del requisito de envolvente, la tolerancia dimensional correspondiente.

El requisito de envolvente puede afectar a elementos aislados, según se ha visto con la indicación del símbolo $\textcircled{E}$ (figura 9.5), o puede afectar de forma general al plano (figura 9.8). Cuando la exigencia de recubrimiento se haga de modo general, la norma EN 22768 2 especifica que se debe indicar por medio de la letra *E* situada al final de todas las tolerancias generales dimensionales y/o geométricas especificadas. Por ejemplo, la anotación *ISO 2768-fH-E*, expresa una tolerancia general dimensional de tipo *f* y una tolerancia general geométrica del tipo *L* para los elementos que no lleven especificada tolerancia particular y la aplicación del principio de recubrimiento a todas las tolerancias dimensionales que no tengan asociadas tolerancias geométricas.

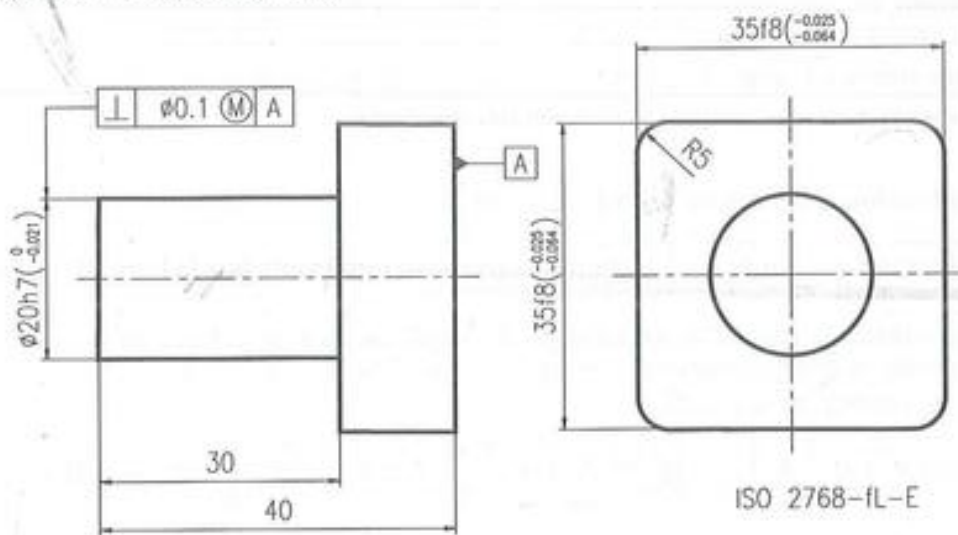


FIGURA 9.8. Indicación del requisito de envolvente para su aplicación general.

9.3. El principio de máximo material (PMM)

El acoplamiento de dos elementos depende tanto de las medidas reales de las piezas (tolerancias dimensionales) como de los errores de forma y posición de los elementos a acoplar (tolerancias geométricas).

El objetivo fundamental del *principio de máximo material* es establecer unas condiciones de diseño que garanticen el montaje de dos piezas que deben acoplar entre sí, teniendo en cuenta las tolerancias dimensionales de las piezas y determinando en función de ellas, los valores de tolerancias geométricas necesarias para garantizar el montaje de las piezas y abaratar la fabricación y el proceso de verificación. El principio de máximo material tiene como objeto establecer unas condiciones de montaje específicas que corresponderán a las más desfavorables, para garantizar de esta forma que siempre se pueda realizar el montaje.

Las peores condiciones de montaje se dan cuando las piezas están en la condición de máximo material y los errores de forma y de posición son el máximo permitido por la tolerancia geométrica.

Sin embargo, si las medidas reales de los elementos a acoplar se separan bastante de las condiciones de máximo material o si los errores de forma y de posición son menores a los especificados por la tolerancia, será más fácil acoplar las piezas.

De esta forma, si las medidas efectivas de los elementos acoplados se alejan de los límites de máximo material, la tolerancia geométrica especificada puede incrementarse sin perjudicar las condiciones de montaje.

Según se ha indicado, dado que el principio de máximo material tiene por objeto especificar unas condiciones de diseño que garanticen el montaje de dos piezas que acoplan así como facilitar su fabricación, y dado que los elementos que acoplan con otros deben tener un elemento de simetría (eje o plano medio), solamente tiene sentido aplicar el principio de máximo material a ejes y planos medios de elementos afectados de tolerancias de rectitud, orientación y situación, teniendo en cuenta la relación mutua entre tolerancias dimensionales y geométricas aplicadas a un elemento, es decir, solamente se aplica a tolerancias de rectitud, paralelismo, perpendicularidad, inclinación, posición, coaxialidad y simetría de ejes y planos medios de elementos que acoplan. El principio de máximo material no puede ser aplicado a superficies planas o líneas sobre superficies. Además tampoco puede aplicarse en ningún caso, a tolerancias de planicidad, redondez, cilindricidad, forma de línea, forma de superficie u oscilación.

Asimismo, no debe usarse el principio de máximo material en aplicaciones tales como enlaces cinemáticos, centros de engranajes, agujeros roscados o agujeros que intervienen en ajustes con aprieto, donde el incremento de tolerancia que permite el principio de máximo material pueda poner en peligro la función del elemento.

9.3.1. Aplicación del principio de máximo material

La aplicación del principio de máximo material se representa por la letra M, rodeada por un círculo, es decir, (M), colocado a continuación: del valor de la tolerancia (figura 9.9a), de la letra de referencia (fig. 9.9b), o del valor de la tolerancia y de la letra de referencia (figura 9.9c), según se aplique respectivamente la condición de máximo material a la pieza, al elemento de referencia ó a ambos.

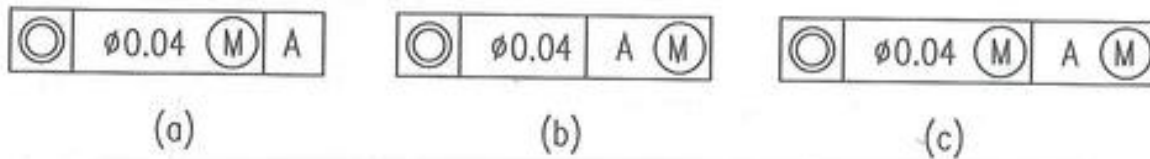


FIGURA 9.9. Representación de máximo material en el rectángulo de tolerancias.

El símbolo (M) indica que la tolerancia ligada a él se ha elegido teniendo en cuenta los límites de máximo material del elemento o de los elementos considerados. Si uno de los elementos se construye y resulta con una medida comprendida entre la condición de máximo y mínimo material, la tolerancia de forma o de posición especificada puede aumentarse en la diferencia entre la medida efectiva de la pieza acabada y la medida correspondiente al máximo de material (evidentemente, este aumento nunca puede exceder del valor de la tolerancia dimensional del elemento).

Es importante señalar que el aumento de la tolerancia de forma o de posición puede aplicarse a una de las piezas del acoplamiento, sin preocuparse de la otra, ya que el montaje podrá efectuarse de todos modos, incluso si la otra pieza ha sido fabricada en los límites extremos admitidos por la tolerancia en las condiciones peores de montaje, porque el total combinado de los errores dimensionales y de los errores de forma o de posición especificados para esta parte del montaje no queda superado.

El valor de la tolerancia que figura en el rectángulo, cuando se indica el símbolo (M), se aplica en su totalidad sólo cuando el elemento está en su condición de máximo material.

De esta forma, si el elemento ya fabricado está lejos de su CMM, la tolerancia geométrica puede incrementarse en una cantidad igual a la diferencia entre la medida correspondiente a máximo material y la real, siempre que esta diferencia no sobrepase la tolerancia dimensional especificada para el elemento y el elemento no sobrepase su medida virtual.

Como ejemplo se puede ver el siguiente caso:

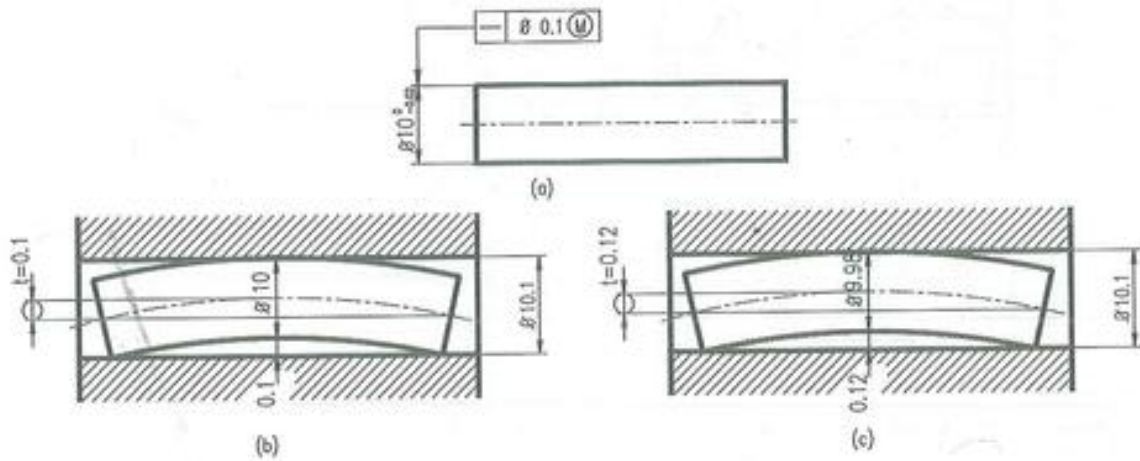


FIGURA 9.10. Aplicación del principio de máximo material.

En la figura 9.10a aparece un eje de diámetro nominal 10, de dimensiones límites según la tolerancia dimensional 10 y 9,98, afectado de una tolerancia de rectitud de 0,1. Cuando el eje está en CMM, es decir, cuando su diámetro mide 10 mm, la rectitud se limita a 0,1 mm (figura 9.10b). Si el eje ya fabricado tiene una medida inferior a su CMM, por ejemplo 9,98, aumenta el espacio que queda entre eje y agujero, por lo que el eje podría curvarse más aún (figura 9.10c). De esta forma, el PMM permitiría una tolerancia de rectitud adicional de 0,02 mm ($10 - 9,98 = 0,02$), por lo que la tolerancia de rectitud total sería de $0,02 + 0,1 = 0,12$ mm cuando el eje estuviese en condición de mínimo material.

Para comprobar que una pieza cumple las tolerancias geométricas especificadas se usan calibres de verificación específicos para cada pieza y para cada tipo de tolerancia.

Así por ejemplo, para una pieza tal y como la especificada en la figura 9.10, que es un eje de diámetro $\phi 10$, con unas tolerancias dimensionales de diferencia superior e inferior respectivamente 0 y $-0,02$ y una tolerancia de rectitud para su eje de $\phi 0,1$ en condición de máximo material (figura 9.11a), el calibre de verificación consistirá en un tubo hueco (perfectamente recto) de longitud mayor de la de la pieza y de diámetro interior $\phi 10,1$ (figura 9.11b).

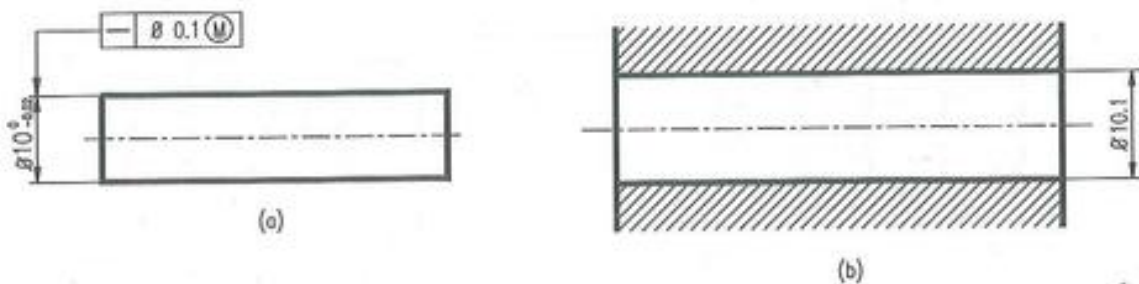


FIGURA 9.11. (a) Tolerancia de rectitud en condición de máximo material para un eje. (b) Calibre para verificar la tolerancia especificada.

Si la pieza especificada cumple con las tolerancias dimensionales establecidas y además tiene una rectitud menor de la tolerancia especificada en la condición de máximo material de $\phi 0,1$ (figura 9.12a), la pieza ya fabricada debería poder introducirse dentro del calibre así diseñado. Si la curvatura de su eje geométrico hace que se sobrepase la tolerancia geométrica especificada, el eje construido no podría ser introducido dentro del calibre de verificación (figura 9.12b).

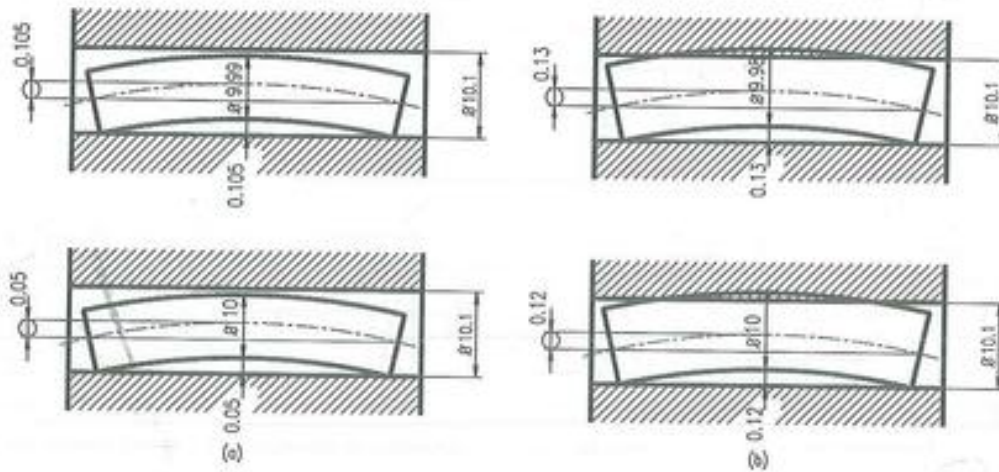


FIGURA 9.12. (a) Piezas que cumplen con las tolerancias especificadas. (b) Piezas que cumplen con la tolerancia dimensional pero no con la geométrica.

La principal virtud de la aplicación del PMM es que permite valorar errores geométricos mediante un calibre fijo de tamaño igual a la medida virtual del elemento a controlar. Si no se usa el principio de máximo material, la tolerancia geométrica se aplicará tanto cuando el elemento esté en su condición de máximo material como para cualquier otra medida comprendida dentro de su tolerancia dimensional. En este caso no podría utilizarse un calibre de verificación fijo, sino que sería necesario uno ajustable para cada medida, con los consiguientes incrementos de costes de fabricación y control de la pieza.

9.3.2. Aplicación del principio de máximo material a los elementos de referencia

El principio de máximo material puede aplicarse tanto a elementos afectados de tolerancias geométricas como a elementos de referencia.

De esta forma, se pueden dar dos situaciones: un elemento simple con tolerancia es referido a un elemento de referencia al que se le aplica el PMM y un grupo de elementos es referido a un elemento de referencia al que se aplica el PMM.

La figura 9.13 es un ejemplo del caso primero correspondiente a un bulón con un taladro.

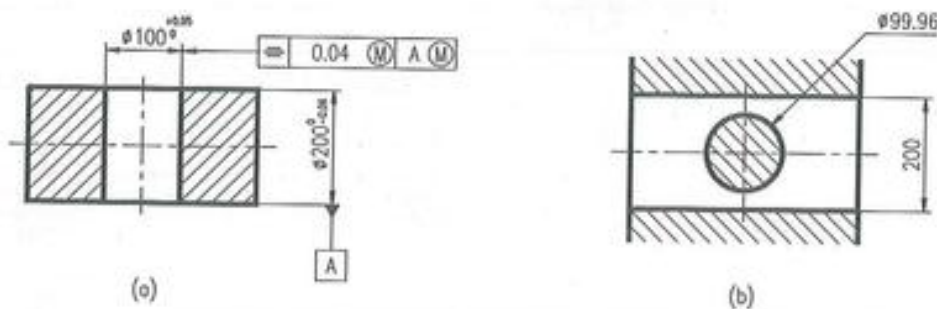


Figura 9.13. (a) Elemento simple con tolerancia referido a una referencia a la que se aplica el PMM. (b) Calibre de verificación.

La tolerancia indicada expresa que el eje del taladro de 100 debe estar comprendido entre dos planos paralelos separados entre sí 0,04 mm y simétricos respecto al eje de referencia A. Cuando el bulón está en su CMM (200) y el taladro está en mínimo material (100,05), la franja de tolerancia puede ampliarse $0,04 + 0,05 = 0,09$ mm. Si los dos están en mínimo material (100,05 y 199,94), la franja de tolerancia puede ampliarse a $0,04 + 0,05 + 0,06 = 0,15$ mm.

La figura 9.13b representa el calibre necesario para verificar la tolerancia de simetría representada. Está formado por dos caras paralelas, separadas entre sí 200 mm (condición de máximo material de la referencia) y en su plano medio se coloca un cilindro de $\phi 99,96$ que permitirá la oscilación de 0,04 mm del eje de un agujero cilíndrico de $\phi 100$ en su condición de máximo material.

La figura 9.14 es un ejemplo del segundo caso, donde se considera una tolerancia (de posición en este caso) a un grupo de elementos, utilizándose como referencia un elemento al que se aplica el PMM.

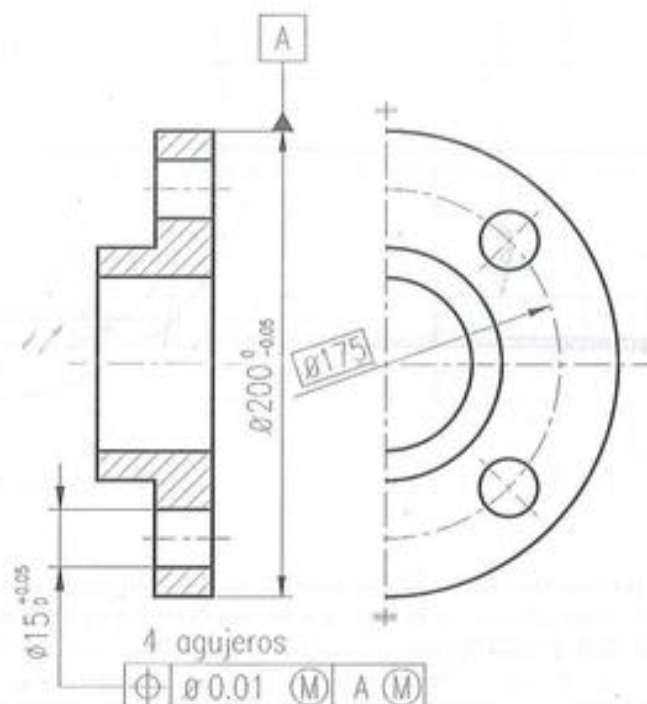


FIGURA 9.14. Grupo de elementos referidos a un elemento de referencia al que se aplica el PMM.

Los ejes de los cuatro agujeros tienen que estar en unas zonas de tolerancia cilíndricas de 0,01 con sus ejes distribuidos uniformemente sobre un diámetro de 175 y separados 90° entre sí, según marcan las cotas teóricamente exactas (recuadradas).

El símbolo (M) en el rectángulo de tolerancia implica que los diámetros de las zonas de tolerancia pueden incrementarse hasta un máximo de 0,05 mm si se encuentra en mínimo material, por lo que dichos diámetros pueden variar entre 0,01 y 0,06 según sea la medida real de los agujeros ya fabricados.

Cuando el eje del cilindro exterior de la pieza tenga su condición de máximo material con diámetro 200, su eje coincidirá con el eje del cilindro de $\phi 175$ formado por los ejes de los cuatro agujeros.

Si el cilindro de $\phi 200$ se separa de su condición de máximo material, su eje puede desviarse del eje del cilindro de $\phi 175$. Esta desviación crea una zona de tolerancia cilíndrica para el eje de referencia A. Esta zona de tolerancia tiene un diámetro igual a la magnitud que el cilindro exterior se separa de su CMM.

De esta forma, cuando el cilindro exterior esté en su condición de mínimo material con $\phi 199,95$, la tolerancia efectiva para el eje de referencia A será un cilindro de $\phi 0,05$ mm.

Nótese que la aplicación del PMM a la referencia A, no permite un aumento de la zona de tolerancia de la posición de los cuatro agujeros relativamente a otro cualquiera de ellos, sino que permite al eje de referencia A fluctuar en una zona respecto a los cuatro agujeros considerados como grupo.

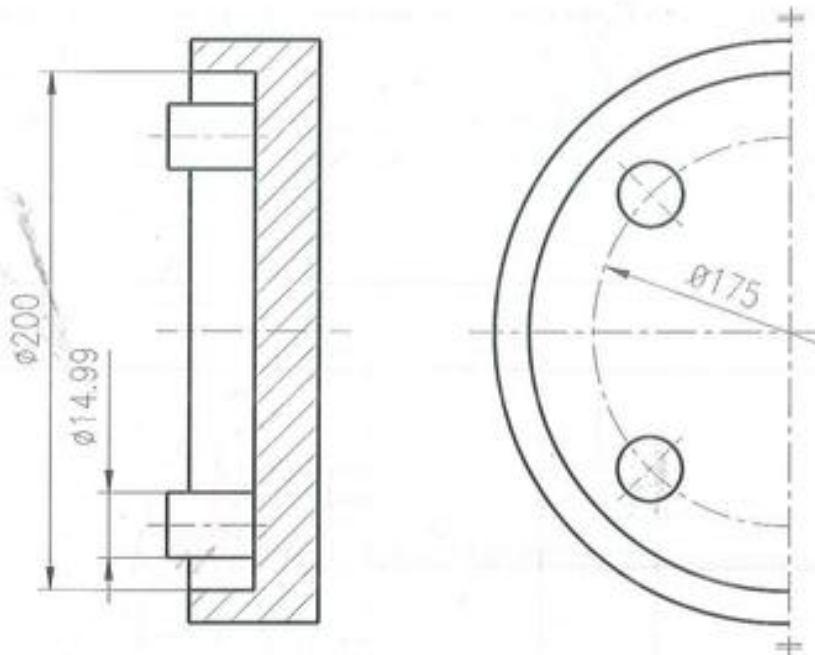


FIGURA 9.15. Calibre de verificación para la pieza definida en la figura 9.14.

En la figura 9.15 aparece representado el calibre que se utiliza para verificar las tolerancias geométricas que se especifican en la figura 9.14. La condición de máximo material para la referencia supone el definir una forma geométrica del calibre que fije la referencia (el eje geométrico del cilindro de diámetro 200) en la condición de máximo material. Esto supone definir un cilindro hueco de $\phi 200$ tal y como se ve en la figura 9.15.

Por otra parte, la tolerancia de posición para los taladros con especificación de máximo material, supone que cuando los taladros están en condición de máximo material (es decir, $\phi 15$), se debe aceptar una tolerancia de posición de $\phi 0,01$. Esto supone definir en el calibre unos tetones de $\phi 14,99$ distribuidos uniformemente (cada 90°) a lo largo de un círculo de $\phi 175$, según se puede ver en la figura 9.15.

Una vez comprobadas las tolerancias dimensionales de la pieza de la figura 9.14, si se cumplen éstas, se deberá comprobar con el calibre diseñado, si se puede encajar la pieza fabricada con el calibre. Si se puede, la pieza cumplirá las tolerancias geométricas establecidas.

9.3.3. Especificación de forma perfecta en CMM

Cuando en una indicación de tolerancia geométrica se coloque el símbolo $\textcircled{M}$ de máximo material y una tolerancia cero, los elementos acabados que estén en su CMM deberán tener forma perfecta, es decir, perfectamente rectos, redondos, simétricos, paralelos, perpendiculares, coaxiales, etc. Solamente pueden admitirse desviaciones de forma cuando los elementos se alejan de su CMM. Ejemplos de estos casos pueden verse en la figura 9.16.

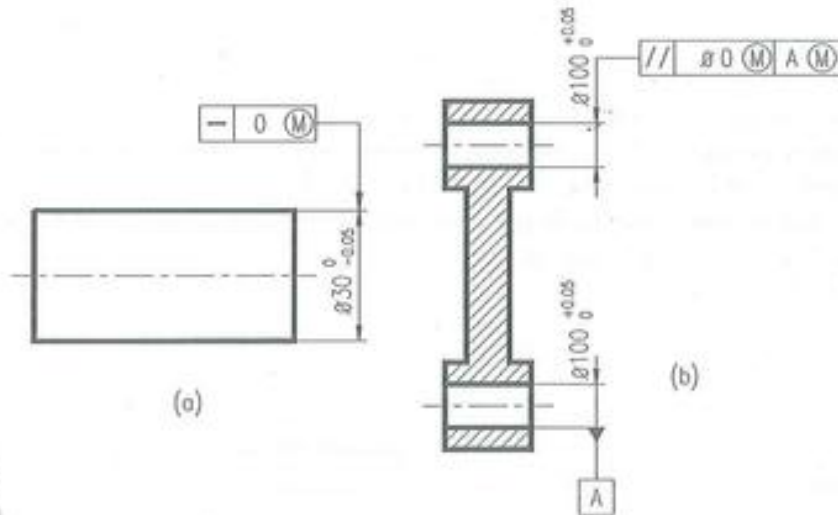


FIGURA 9.16. Especificación de forma perfecta en CMM.

En la figura 9.16a cuando el diámetro del cilindro mida 30 mm (en su CMM), cualquier sección debe ser perfectamente redonda. Sin embargo, si el diámetro fuera 29,98, la tolerancia de redondez podría ampliarse a 0,02 y si se redujera a su condición de mínimo material con $\varnothing 29,95$, podría aceptarse una tolerancia de redondez de 0,05.

En la figura 9.16b cuando el diámetro del orificio superior mida 100 mm, los ejes de los dos taladros deben ser perfectamente paralelos. Cuando el diámetro del orificio superior mida 100,05 mm, la zona de tolerancia geométrica podrá aumentarse a un cilindro de $\varnothing 0,05$ mm.

Cuando los errores de forma están limitados por una tolerancia pero se requiere especificar forma perfecta en CMM, se usa el procedimiento indicado en la figura 9.17.

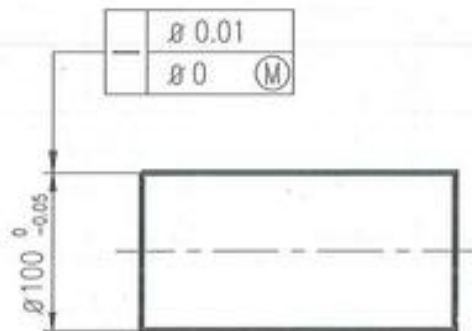


FIGURA 9.17. Condición de forma perfecta en CMM.

La indicación anterior especifica que el eje debe tener forma perfecta en CMM pero cuando se aleja del máximo material, la tolerancia máxima será 0,01 y no los 0,05 a que se podría llegar en la condición de máximo material.

9.3.4. Aplicación del principio de máximo material

Se van a estudiar distintos casos de tolerancias geométricas donde se aplica el principio de máximo material para garantizar el montaje de las piezas que van a ensamblar. En todos los casos se va a llegar a determinar la oscilación máxima o las posiciones que pueden tener las piezas en las condiciones de montaje más desfavorables (máximo material). De esta forma, esta oscilación total en montaje, se tendrá que repartir parte a cada una de las dos piezas. En estos ejercicios se ha optado por hacer un reparto a partes iguales, aunque este criterio puede ser variado lógicamente en función de la precisión con que se puedan fabricar cada una de las dos piezas.

A) Tolerancia de perpendicularidad

En la figura 9.18 puede verse un ejemplo de aplicación del PMM a la tolerancia de perpendicularidad.

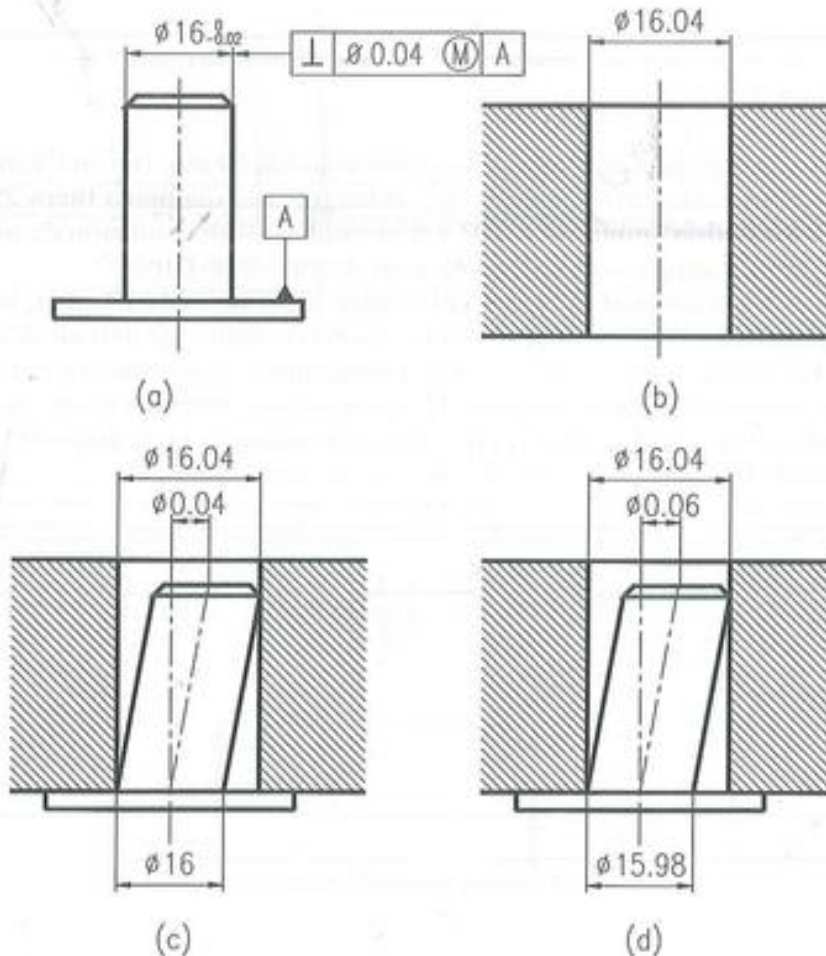


FIGURA 9.18. Tolerancia de perpendicularidad.

El eje del pitón debe estar comprendido dentro de una zona de tolerancia cilíndrica perpendicular al plano A de referencia (figura 9.18a). En la figura 9.18b aparece representado el calibre de verificación necesario para la pieza de la figura 9.18c. Cuando el pitón está en su condición de máximo material, la zona de tolerancia es de $\phi 0,04$ (figura 9.18c). Si la di-

mensión final del pitón resultase la de mínimo material, la zona de tolerancia se podría ampliar a $\phi 0,06$ (figura 9.18d).

Adicionalmente a esto, la medida del elemento cilíndrico deberá verificarse para que no sobrepase los límites de las medidas.

En la figura 9.19 se puede ver un ejemplo combinado de tolerancias dimensionales y geométricas. Se establece un ajuste entre las piezas de marcas 1 y 2 según se muestra en la figura. Se pretende determinar cuál es la tolerancia de perpendicularidad que se debe aplicar a los elementos de cada una de las dos piezas para garantizar el montaje de los dos elementos.

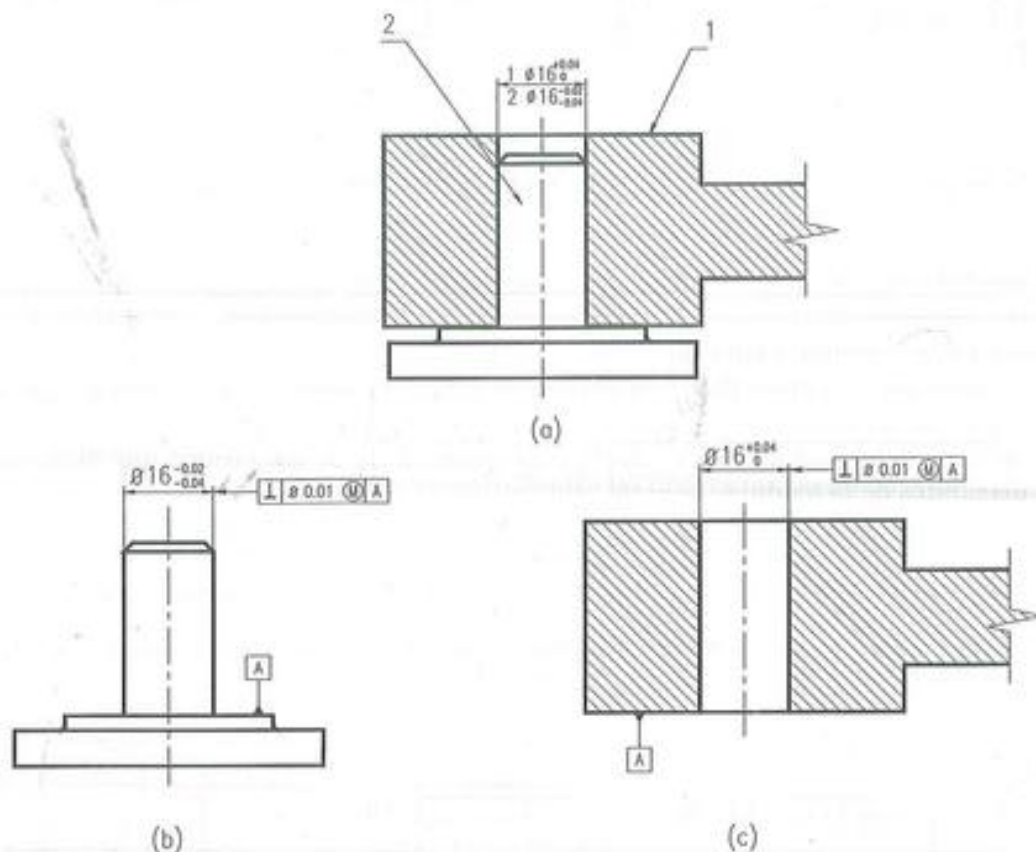


FIGURA 9.19. Combinación de ajustes y tolerancias geométricas de perpendicularidad.

Para garantizar el montaje de las dos piezas se debe poder absorber una perpendicularidad global entre las dos piezas equivalente al juego mínimo del ajuste (condición de máximo material de las dos piezas). De esta forma, la perpendicularidad se repartirá entre las dos piezas según un criterio que, por ejemplo, puede ser a partes iguales. Dado que el juego mínimo del ajuste es de 0,02, se considerará una tolerancia de perpendicularidad en cada una de las piezas de $\phi 0,01$, según se puede ver en las figuras 9.19b y 9.19c.

B) Tolerancia de rectitud

En la figura 9.20 puede verse un ejemplo de la aplicación del principio de máximo material a la rectitud.

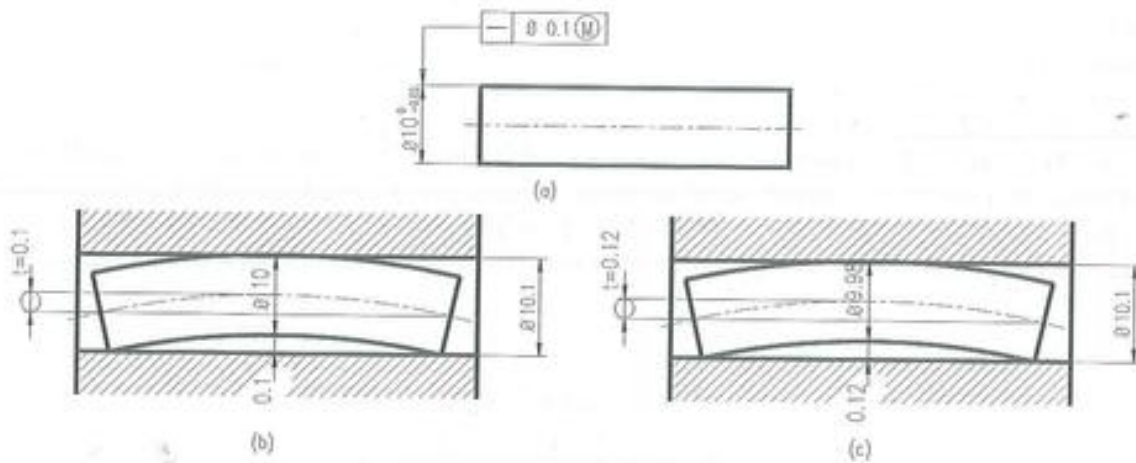


FIGURA 9.20. Tolerancia de rectitud.

El eje del pasador debe encontrarse dentro de una zona cilíndrica, cuyo diámetro varía desde 0,1 hasta 0,12 según que el diámetro efectivo del pasador varíe entre 10,0 (máximo material) y 9,98 (mínimo material).

Obsérvese que el calibre de las figuras 9.20b y 9.20c controla el efecto combinado de la rectitud y la medida.

La medida del pasador debe comprobarse aparte, a fin de asegurarse que no se sobrepasen los límites de la medida.

C) Coaxialidad

En la figura 9.21 puede verse un ejemplo de aplicación del principio de máximo material a la coaxialidad.

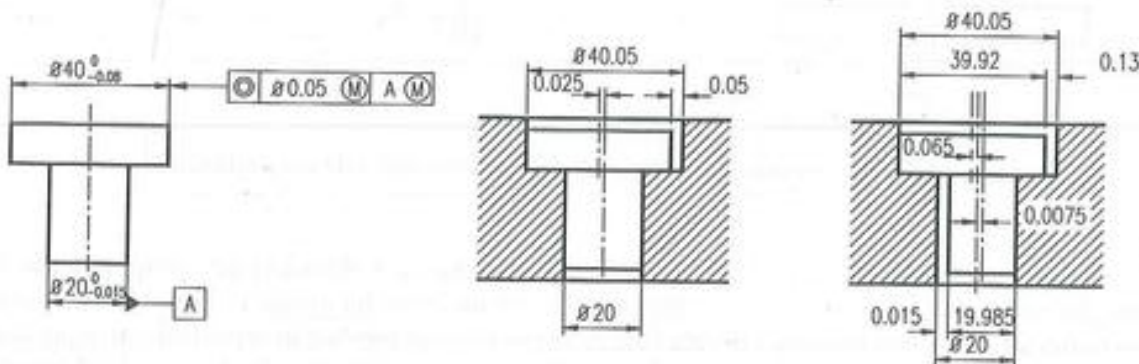


FIGURA 9.21. Tolerancia de coaxialidad.

El eje de la cabeza del elemento debe estar comprendido en una zona de tolerancia cilíndrica cuyo eje coincida con el del cuerpo y cuyo diámetro varía de 0,05 a $0,05 + 0,08 + 0,015 = 0,145$ según que las medidas de la cabeza y el cuerpo correspondan al máximo o al mínimo material.

En la figura 9.22 se puede ver otro ejemplo combinado de tolerancias dimensionales y geométricas. Se establecen dos ajustes entre las piezas de marcas 1 y 2 según se muestra en

la figura. Se pretende determinar cuál es la tolerancia de coaxialidad que se debe aplicar a los elementos de cada una de las dos piezas para garantizar el montaje de los dos elementos.

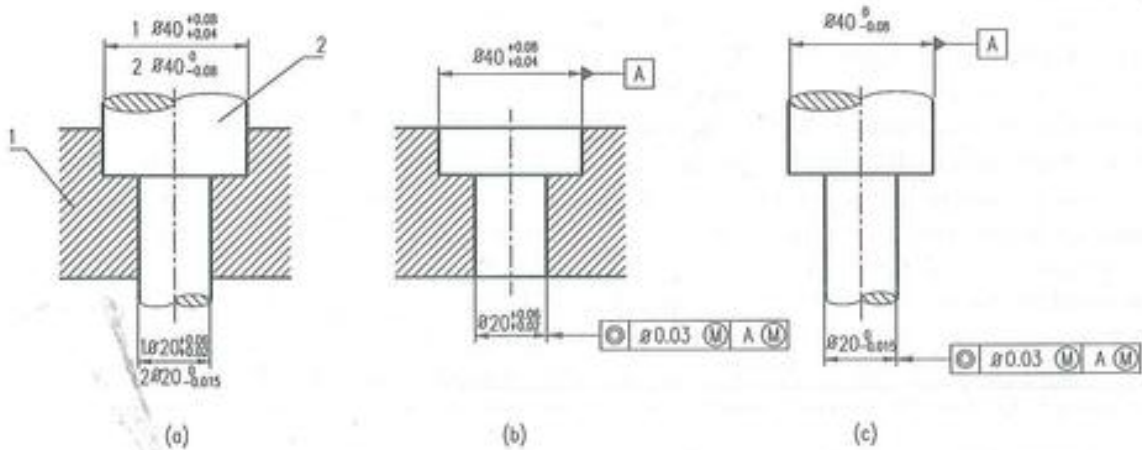


FIGURA 9.22. Combinación de ajustes y tolerancias geométricas de perpendicularidad.

Es necesario absorber una coaxialidad global entre las dos piezas equivalente a la suma de los dos juegos mínimos de los dos ajustes (condición de máximo material de las dos piezas). De esta forma, la coaxialidad se repartirá entre las dos piezas según un criterio que, por ejemplo, puede ser a partes iguales. Dado que el juego mínimo del ajuste de $\phi 40$ es de 0,04 y que el juego mínimo del ajuste de $\phi 20$ es de 0,02, se considerará una tolerancia de coaxialidad en cada una de las piezas de $\phi 0,03$, según se puede ver en las figuras 9.22b y 9.22c.

D) Tolerancias de posición

En la figura 9.23 puede verse un ejemplo de aplicación del principio de máximo material a las tolerancias de posición.

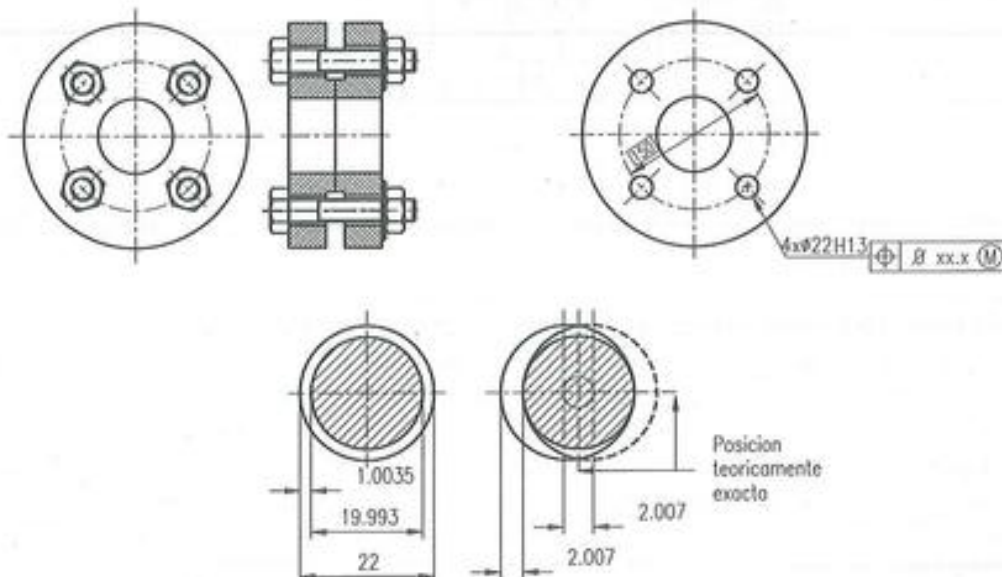


FIGURA 9.23. Diseño de un acoplamiento atornillado con agujeros pasantes en las dos bridas.

Cuando se va a diseñar una unión entre dos elementos mediante tornillos y tuercas, el acoplamiento se suele preparar para que tenga cierta holgura entre los agujeros y se puedan introducir los tornillos fácilmente, permitiéndose cierto movimiento libre antes de apretar las tuercas.

Supongamos un ejemplo como el de la figura 9.23 en el que se quiere diseñar una unión entre dos bridas con cuatro tornillos. Los tornillos de unión se supondrán de M20. Se considerará una tolerancia para la parte no roscada de los tornillos de g6. Los agujeros pasantes de las bridas para tornillos de M20 deben ser de 22H13. De esta forma las dimensiones límites de los diámetros de los tornillos serán 19,993 y 19,980 y para los agujeros de 22,0 y 22,330.

Para estas condiciones se pretende determinar la tolerancia de posición de los agujeros sobre cada brida de forma que se garantice que se puede realizar correctamente el montaje.

La condición de montaje más desfavorable se producirá cuando tanto los tornillos como los taladros estén en su condición de máximo material, es decir, cuando los diámetros sean 19,993 y 22 respectivamente. En esta situación, la posición límite que permitiría realizar el montaje se produce cuando los dos agujeros son tangentes al tornillo, según se muestra en la figura 9.23. En este caso se puede permitir una oscilación de la posición del agujero, respecto a la teóricamente exacta, que esté comprendida en un círculo de diámetro 2,007, que será la tolerancia requerida para garantizar el montaje.

Supongamos ahora un montaje similar al anterior (figura 9.24) en el que la unión a una de las bridas se realiza con espárragos roscados.

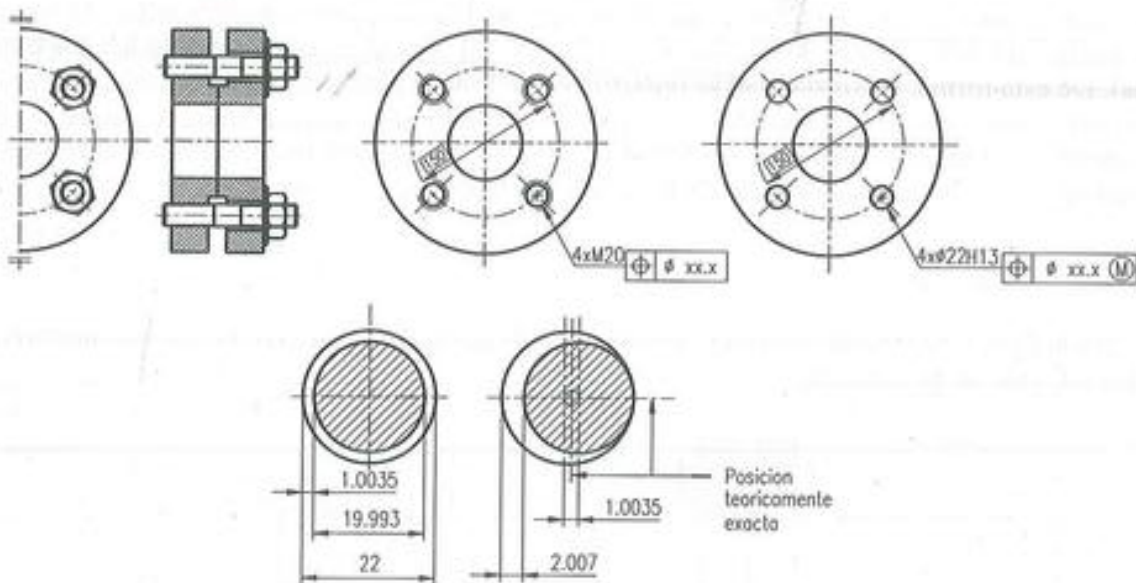


FIGURA 9.24. Diseño de un acoplamiento atornillado. Agujero pasante en una brida y roscado en la otra.

En este caso se utilizan espárragos roscados a una de las bridas, que suponen una unión fija a la brida y una unión con tuercas a la otra brida en la que, como en el caso anterior, se deberá dejar cierta holgura. Se pretende determinar la tolerancia de posición para cada una de las dos bridas (que en este caso son diferentes).

Los espárragos de unión se supondrán también de M20. Se considerará una tolerancia para la parte roscada de la brida de g6. Los agujeros pasantes de la otra brida serán 22H13. De esta forma las dimensiones límites de los diámetros serán de 19,993, 19,980 y 22,0, 22,330 respectivamente.

Para estas condiciones se pretende determinar la tolerancia de posición de los agujeros sobre cada brida de forma que se garantice que se puede realizar correctamente el montaje.

La condición de montaje más desfavorable se producirá cuando los elementos estén en su condición de máximo material, es decir, cuando los diámetros sean 19,993 y 22 respectivamente. En esta situación, la posición límite que permitiría realizar el montaje se produce cuando los agujeros de una brida son tangentes al tornillo roscado sobre la otra, según se muestra en la figura 9.24. En este caso se puede permitir una separación máxima entre los ejes del tornillo y del agujero de 1,003, que será la tolerancia requerida para garantizar el montaje.

9.4. El principio de mínimo material (PmM)

El principio de mínimo material está directamente relacionado con el principio de máximo material. Tiene especial aplicación en el establecimiento de requisitos de espesores mínimos de piezas o de dimensiones de huecos máximas con el fin de conseguir resistencias mecánicas adecuadas y prevenir fracturas y roturas del material.

La condición de mínimo material se consigue para la menor dimensión permitida por la tolerancia dimensional en elementos macizos y para la mayor dimensión permitida por la tolerancia dimensional en elementos huecos.

El principio de mínimo material se indica en los dibujos mediante el símbolo $\textcircled{L}$ situado detrás del valor de la tolerancia del elemento, si hace referencia al elemento o detrás de la letra de referencia si afecta a ésta (figura 9.25).

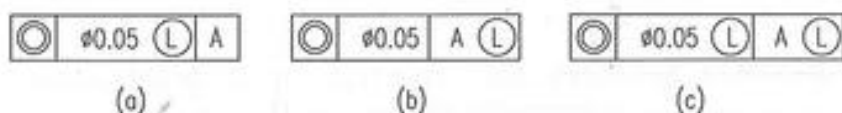


FIGURA 9.25. Indicación de condición de mínimo material.

Se denomina *condición virtual de mínimo material* al límite de las posibles situaciones de la forma perfecta del elemento con la medida de mínimo material. Sus dimensiones son las *medidas virtuales de mínimo material*.

Para determinar la medida virtual del elemento al que se aplica especificación de mínimo material en la tolerancia geométrica, se debe tener en cuenta que la condición virtual de mínimo material debe estar contenida totalmente dentro del material del elemento al que se aplica la tolerancia.

Cuando se aplica la especificación de mínimo material a una referencia, el límite de forma perfecta con dimensión de mínimo material puede moverse dentro del material del elemento de referencia real, sin atravesar éste.

La figura 9.26 muestra un ejemplo de aplicación del requisito de mínimo material a la tolerancia de posición de un agujero.

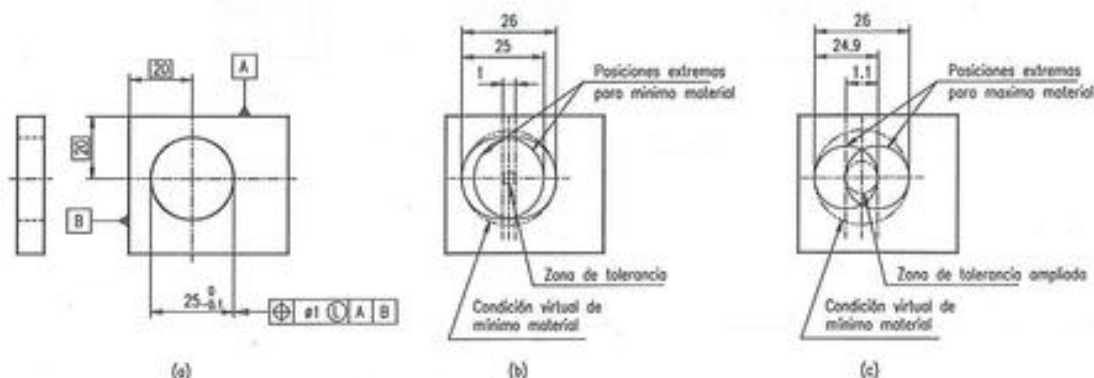


FIGURA 9.26. Requisito de mínimo material aplicado a un elemento hueco.

La especificación de mínimo material (figura 9.26a) implica que cuando el agujero se encuentra en condición de mínimo material, es decir, con $\phi 25$, el centro del elemento con forma perfecta puede moverse dentro de un círculo $\phi 1$, produciendo una condición virtual de mínimo material correspondiente a un círculo de $\phi 26$ (figura 9.26b).

Cuando el elemento se separa de la condición de mínimo material, la tolerancia de posición puede aumentarse tanto como la dimensión efectiva del elemento se haya separado de la dimensión en mínimo material. La máxima tolerancia de posición se tendrá cuando el diámetro del elemento vale 24,9, con un valor de $\phi 1,1$.

La figura 9.27 muestra un ejemplo de aplicación del requisito de mínimo material a la tolerancia de posición de un elemento macizo.

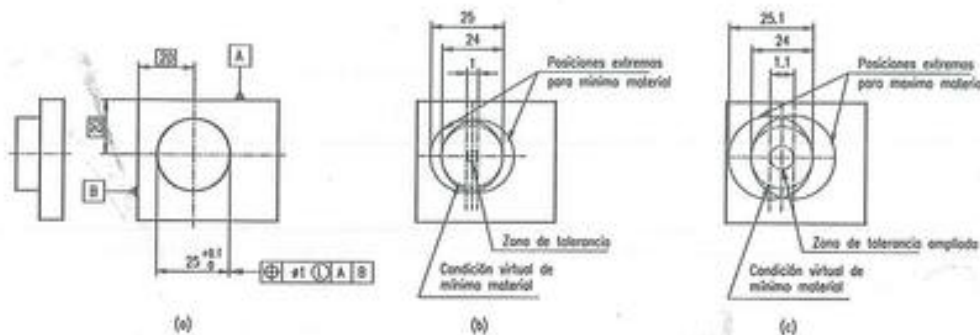


FIGURA 9.27. Requisito de mínimo material aplicado a un elemento macizo.

La especificación de mínimo material (figura 9.27a) implica que cuando el cilindro macizo se encuentra en condición de mínimo material, es decir, con $\phi 25$, el centro del elemento con forma perfecta puede moverse dentro de un círculo $\phi 1$, produciendo una condición virtual de mínimo material correspondiente a un círculo de $\phi 24$ (figura 9.27b).

Cuando el elemento se separa de la condición de mínimo material, la tolerancia de posición puede aumentarse tanto como la dimensión del elemento se haya separado de la dimensión en mínimo material. La máxima tolerancia de posición se tendrá cuando el diámetro del elemento vale 25,1, con un valor de $\phi 1,1$.

En la figura 9.28 aparece un ejemplo donde se establecen unos requisitos de mínimo material para un tubo hueco donde se pretende controlar su espesor mínimo en función de la tolerancia de coaxialidad de los dos elementos del mismo.

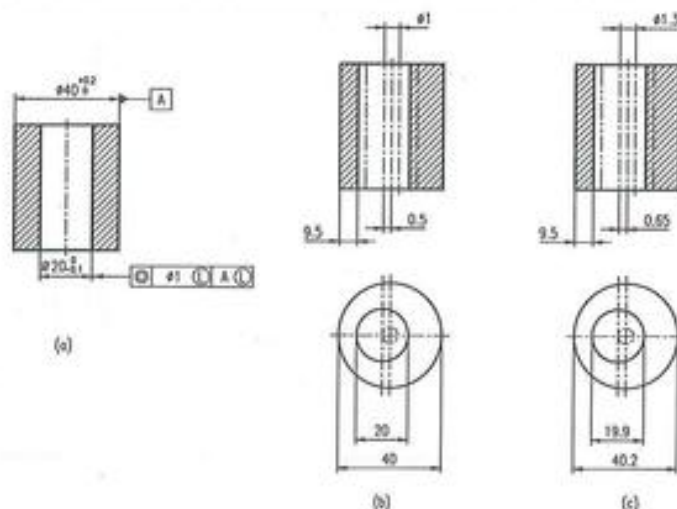


FIGURA 9.28. Ejemplo de aplicación del principio de mínimo material.

9.5. Especificación conjunta del requisito de envolvente y el principio de máximo material

La figura 9.29 presenta una especificación de máximo material aplicado a una tolerancia de perpendicularidad del eje del elemento respecto al plano de la base.

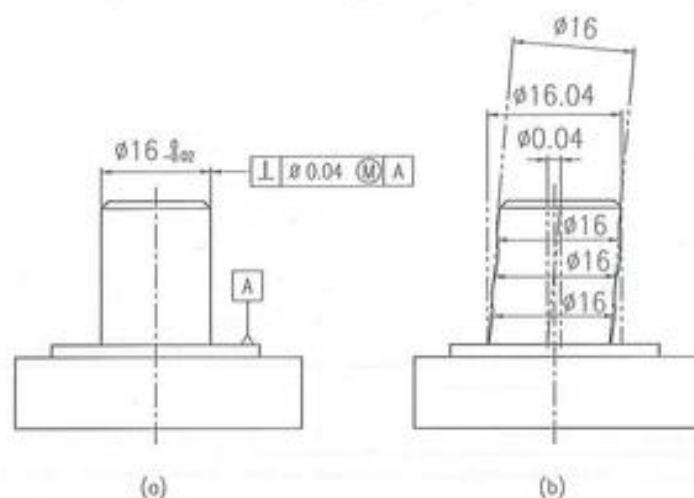


Figura 9.29. (a) Especificación de máximo material. (b) Interpretación de la especificación.

La tolerancia especificada con aplicación del principio de máximo material establece que la condición virtual es un cilindro de diámetro 16,06 perpendicular a la superficie de referencia, ya que la tolerancia indicada establece que la línea que une los centros de cualquier sección recta del elemento debe estar contenida dentro de un cilindro de 0,04 mm de diámetro y perpendicular a la superficie de referencia. La interpretación de la tolerancia aparece en la figura 9.29b. Esta especificación permite que se produzcan desviaciones de rectitud del eje del cilindro y de cualquier generatriz del mismo incluso en las condiciones de máximo material (figura 9.29b), que oscilarían desde 0,04 en la condición de máximo material hasta 0,06 en la de mínimo material.

Una forma de restringir este fenómeno es exigir además el cumplimiento del requisito de envolvente (figura 9.30a).

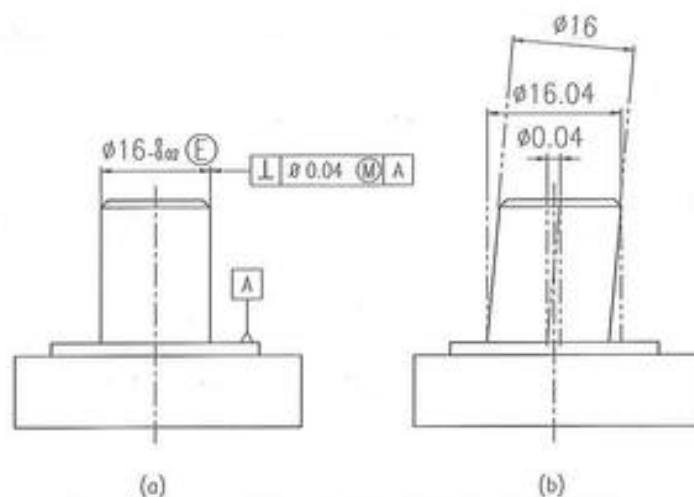
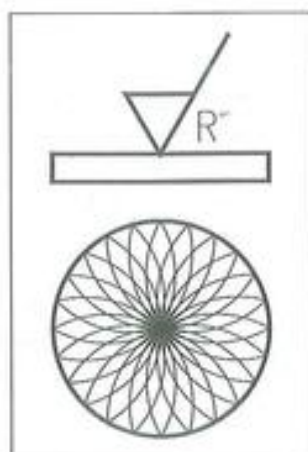


FIGURA 9.30. (a) Especificación de máximo material junto con requisito de envolvente. (b) Interpretación de las especificaciones.

La interpretación de las tolerancias especificadas puede verse en la figura 9.30b. Al especificarse el requisito de envolvente, se exige que en la condición de máximo material, la rectitud del eje y de las generatrices del cilindro sea 0 y, cuando se está en la condición de mínimo material, esta rectitud aumenta hasta 0,02. Además, se tiene una perpendicularidad del eje de valor $\phi 0,04$ en condición de máximo material que puede ampliarse hasta $\phi 0,06$ en la condición de mínimo material.

9.6. Normativa

Norma	Título
UNE 1 121 75/II	(Equivalente a ISO 1101/II). Dibujos técnicos. Tolerancias de forma y posición. El principio de máximo material.
ISO 2692:1988	Technical drawings. Geometrical tolerancing. Maximum material principle.
ISO 2692:1991. Amd. 1	Technical drawings. Geometrical tolerancing. Maximum material principle. Amendment 1 Least Material Principle.
ISO 5459:1981	Dibujos técnicos. Referencias y sistemas de referencias para tolerancias geométricas.
ISO 5458	Dibujos técnicos. Tolerancias geométricas. Tolerancias de posición.
UNE 1 149 90	(Equivalente a ISO 8015). Dibujos técnicos. Principio de tolerancias fundamentales.
EN 22768 1:1993	(Equivalente a ISO 2768 1). Tolerancias generales. Parte 1: Tolerancias dimensionales para dimensiones lineales y angulares sin indicación individual de tolerancia.
EN 22768 2:1993	(Equivalente a ISO 2768 2). Tolerancias generales. Parte 2: Tolerancias para cotas geométricas sin indicación individual de tolerancia.



ESTADOS SUPERFICIALES

Mediante las tolerancias dimensionales y geométricas (de forma y posición), se garantizan la intercambiabilidad de piezas dentro de un conjunto, pero no se garantiza el estado de las superficies de la pieza, factor que influye en el funcionamiento del mecanismo.

Al igual que es imposible fabricar con exactitud una forma, tampoco es posible obtener con exactitud un acabado superficial perfecto, y por consiguiente éste se encontrará dentro de unos límites más o menos amplios. Las imperfecciones superficiales se clasifican en:

- *Rugosidades*, causadas por las huellas de las herramientas que han fabricado las piezas.
- *Ondulaciones*, originadas por los desajustes en las máquinas que mecanizan las superficies de las piezas.

Estos defectos pueden aparecer juntos, como se muestra en la figura 10.1.



a. Rugosidades



b. Ondulaciones



c. Rugosidades y ondulaciones

FIGURA 10.1. Imperfecciones de las superficies.

La medición de estas irregularidades la realiza el mismo departamento de calidad del taller. Es al diseñador de la pieza, independientemente de los medios que tenga el taller mecánico, a quien corresponde decidir qué tipo de superficies son aptas para el funcionamiento del conjunto. Esta información queda reflejada en los planos, para los cuales la norma UNE 1 037 83 ha desarrollado un código de símbolos que estudiaremos a continuación.

10.1. Símbolos utilizados en los planos

Se parte de un símbolo básico representado por dos trazos desiguales inclinados 60° respecto de la superficie donde apoyan, como se indica en la figura 10.2.



FIGURA 10.2. Símbolo básico.

Si el mecanizado debe realizarse por arranque de viruta, se debe añadir un trazo a la figura anterior, quedando el símbolo según se observa en la figura 10.3.



FIGURA 10.3. Símbolo de mecanizado con arranque de viruta.

Si no se permite el arranque de viruta, debe añadirse al símbolo básico un círculo, como en la figura 10.4. Este símbolo puede utilizarse en los dibujos de fases de mecanizado para indicar que la superficie debe quedar tal y como ha sido obtenida en la fase anterior, la cual pudo ser mecanizada con o sin arranque de viruta.



FIGURA 10.4. Símbolo de mecanizado sin arranque de viruta.

Cuando se trate de indicar características especiales del estado superficial, el trazo largo se completa con otro horizontal, tal y como se observa en la figura 10.5.

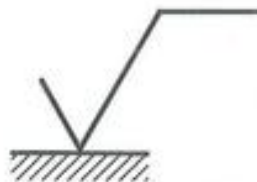


FIGURA 10.5. Símbolo para indicar características especiales.

10.2. Indicación de la rugosidad superficial

El valor que define la rugosidad se colocará sobre los símbolos, como se refleja en la figura 10.6.

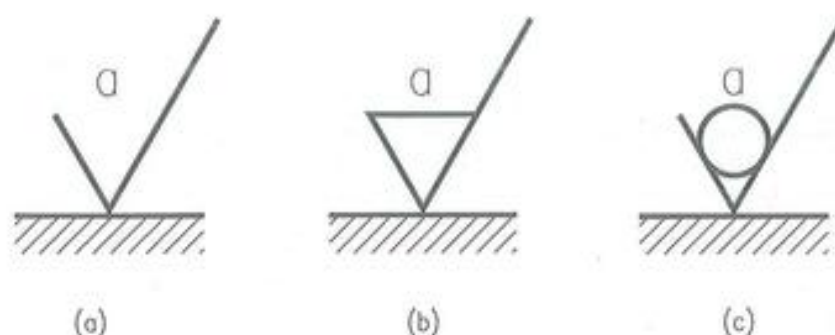


FIGURA 10.6. Indicación de la rugosidad superficial.

De esta forma, la superficie obtenida en la figura 10.6a puede conseguirse por medio de cualquier proceso de fabricación la de la figura 10.6b, debe obtenerse por medio de procedimientos con arranque de viruta, y la de la figura 10.6c debe realizarse sin arranque de viruta.

Cuando se especifica un solo valor, éste se refiere al máximo valor permitido de rugosidad superficial. Si fuera necesario establecer criterios de valor máximo y mínimo para la rugosidad, deben indicarse como en la figura 10.7, situando el valor máximo encima del mínimo.

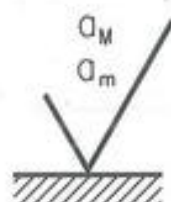


FIGURA 10.7. Indicación de la rugosidad superficial con valores máximo y mínimo.

Los valores de rugosidad pueden indicarse bien mediante los números de las *clases de rugosidad* correspondientes, que aparecen en la tabla 10.1, bien mediante el valor numérico de la rugosidad expresado en micras. Se recomienda, aunque no es obligatorio, usar preferentemente las clases de rugosidad en lugar de los valores reales de ésta para evitar errores de interpretación del valor numérico.

Rugosidad R_a (μm)	Clase de rugosidad
50	N 12
25	N 11
12,5	N 10
6,3	N 9
3,2	N 8
1,6	N 7
0,8	N 6
0,4	N 5
0,2	N 4
0,1	N 3
0,05	N 2
0,025	N 1

TABLA 10.1. Clases de rugosidad y su equivalencia.

10.3. Indicaciones de las características especiales del estado de la superficie

Cuando se exija un determinado proceso de fabricación para la obtención de la superficie, debe indicarse sobre un trazo horizontal situado a continuación del trazo más largo del símbolo básico, como se muestra en la figura 10.8. También sobre dicho trazo horizontal deberán reflejarse los recubrimientos o tratamientos superficiales necesarios para el acabado de la superficie.

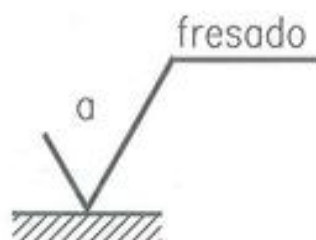


FIGURA 10.8. Indicación del procedimiento de fabricación.

Salvo que se indique lo contrario, el valor de la rugosidad se refiere a la superficie después del tratamiento o del recubrimiento.

Cuando sea necesario indicar el estado de la superficie antes o después del tratamiento se hará como se muestra en la figura 10.9.

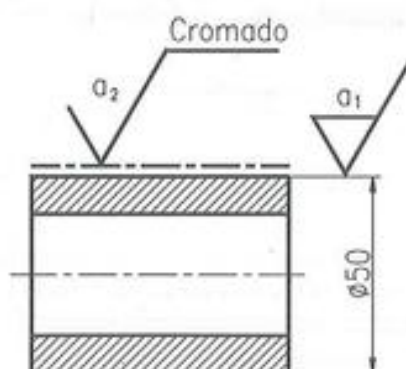


FIGURA 10.9. Indicación de tratamientos o recubrimientos.

Si es necesario indicar la dirección de las huellas producidas por las herramientas, se consignarán a continuación de los símbolos de mecanizado con los símbolos indicados en la tabla 10.2. De acuerdo con la orientación de las huellas, la norma UNE las clasifica según los siguientes grupos:

Símbolo	Interpretación
=	Huellas paralelas al plano de proyección de la vista sobre la que se aplica el símbolo.



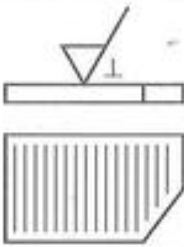
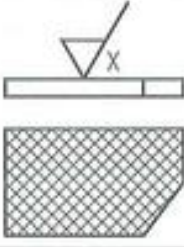
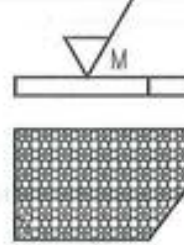
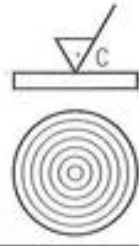
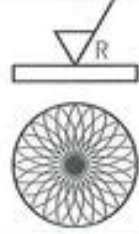
Símbolo	Interpretación	
⊥	Huellas perpendiculares al plano de proyección de la vista sobre la que se aplica el símbolo.	
X	Huellas que se cruzan en dos direcciones oblicuas respecto al plano de proyección de la vista sobre la que se aplica el símbolo.	
M	Huellas sin orientación definida. Multidireccionales.	
C	Huellas de forma aproximadamente circular respecto al centro de la superficie a la que se aplica el símbolo.	
R	Huellas de dirección aproximadamente radial respecto al centro de la superficie a la que se aplica el símbolo.	

TABLA 10.2. Símbolos para indicar la dirección de las estrías.

Cuando sea preciso indicar el valor de la sobremedida para mecanizado, se debe situar a la izquierda del símbolo correspondiente, como se ve en la figura 10.10. Este valor debe darse en el sistema de unidades adoptado para la acotación del dibujo (normalmente mm).



FIGURA 10.10. Indicación de la sobremedida para mecanizado.

Si se tuviera que indicar la longitud básica, ésta debe colocarse debajo del trazo horizontal, según se aprecia en la figura 10.11.

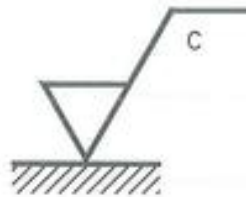
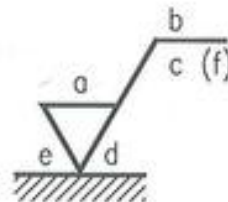


FIGURA 10.11. Indicación de la longitud básica.

En resumen, un símbolo de mecanizado puede llevar todas las indicaciones que se muestran en la figura 10.12.



- a = Valor de la rugosidad R_a en micrometros
o Numero de la clase de rugosidad de N1 a N12
- b = Proceso de fabricacion, tratamiento o recubrimiento
- c = Longitud basica
- d = Direccion de las estrias de mecanizado
- e = Sobremedida para mecanizado
- f = Otros valores de rugosidad (entre parentesis)

FIGURA 10.12. Símbolo general.

10.4. Indicaciones en los dibujos

Los símbolos se colocan directamente sobre las superficies a las que se refieren o en su prolongación (figuras 10.13 y 10.14).

Los símbolos y las indicaciones deben orientarse de tal forma que se puedan leer desde la base o desde la derecha del dibujo, como en la figura 10.13. Si no pudiera colocarse de esta forma y el símbolo no llevara ninguna indicación, salvo la rugosidad, puede representarse en cualquier posición, excepto la indicación de la rugosidad que debe tener la orientación correcta (figura 10.14).

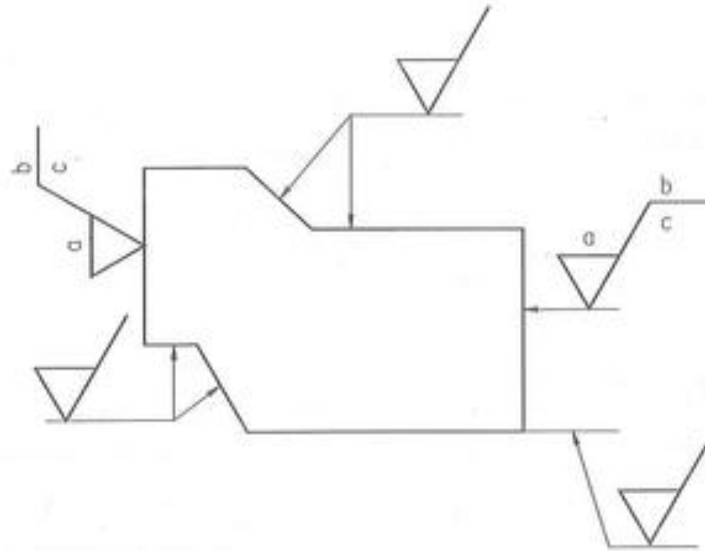


FIGURA 10.13. Situación de los símbolos.

Si fuera necesario, se podría unir el símbolo por medio de una flecha que parta de la base, como en la figura 10.13.

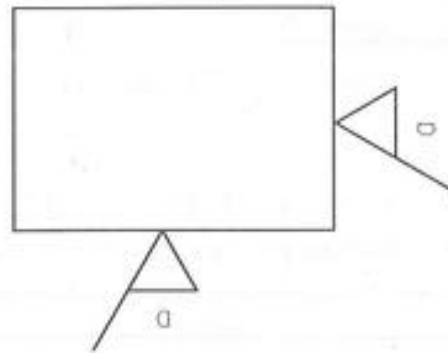


FIGURA 10.14. Situación de los símbolos.

Los símbolos deben representarse una sola vez por cada superficie y, si es posible, en la vista donde ésta lleve su cota correspondiente (figura 10.15).

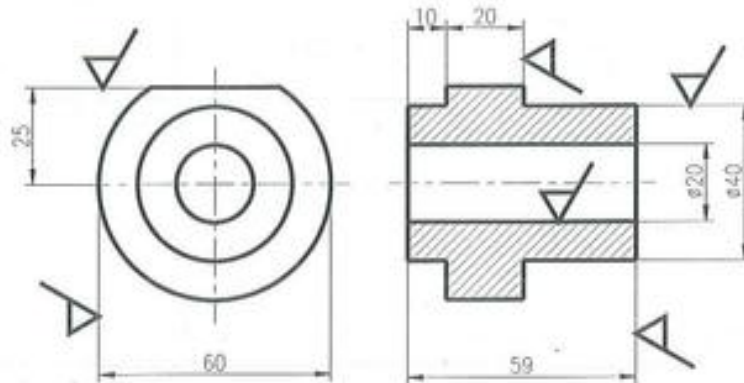


FIGURA 10.15. Situación de los símbolos en cada vista.

Si el estado superficial fuera igual para todas las superficies debe indicarse:

- Con una nota cerca del dibujo y del cajetín (figura 10.16a).
- A continuación de la marca de la pieza (figura 10.16b).

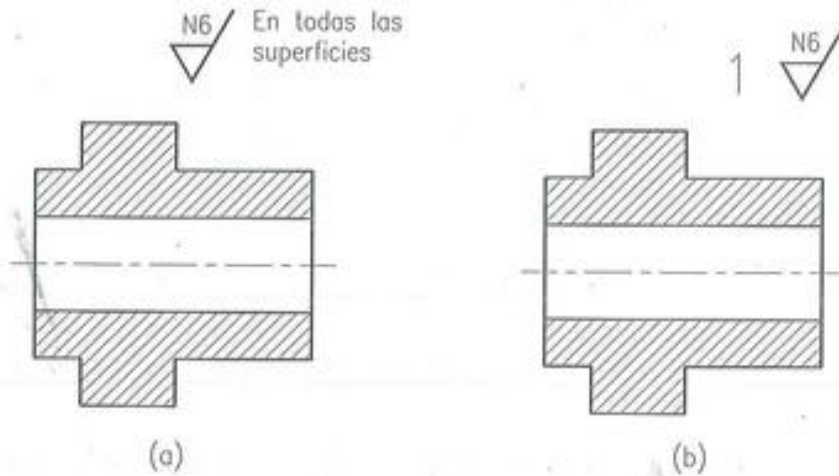


FIGURA 10.16. Estado superficial igual para todas las superficies.

Si se exige el mismo estado superficial para la mayoría de las superficies de la pieza, el símbolo debe de ir seguido de:

- La frase "salvo indicación particular" (figura 10.17a).
- El símbolo básico (entre paréntesis) sin ninguna otra indicación (figura 10.17b).
- Uno o varios símbolos (entre paréntesis) del estado o estados de superficie particulares (figura 10.17c).

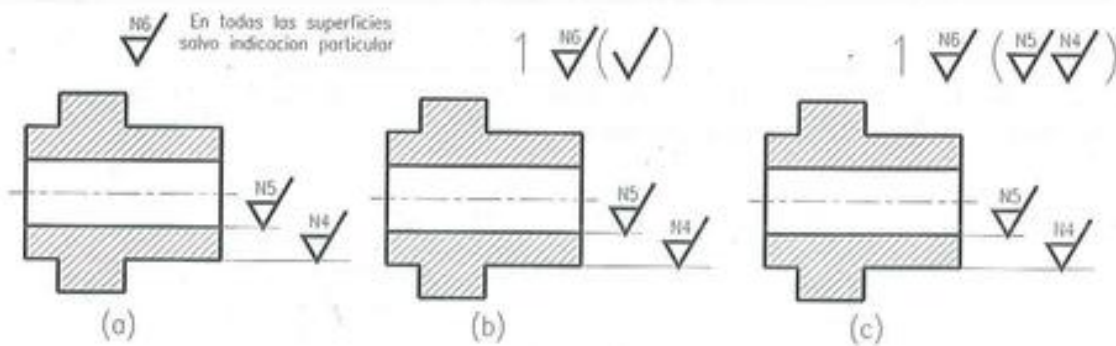


FIGURA 10.17. Estados superficiales para la mayoría de las superficies.

Las superficies que no deban ser mecanizadas según el símbolo de mecanizado general, llevarán sus propios símbolos de mecanizado (figuras 10.17a, 10.17b y 10.17c).

Para evitar repetir especificaciones complejas o cuando no se disponga de espacio suficiente, se puede hacer una indicación simplificada del estado superficial, siempre que el sig-

nificado de esta representación simplificada esté situado cerca del dibujo de la pieza o próximo al cuadro de rotulación (figura 10.18).

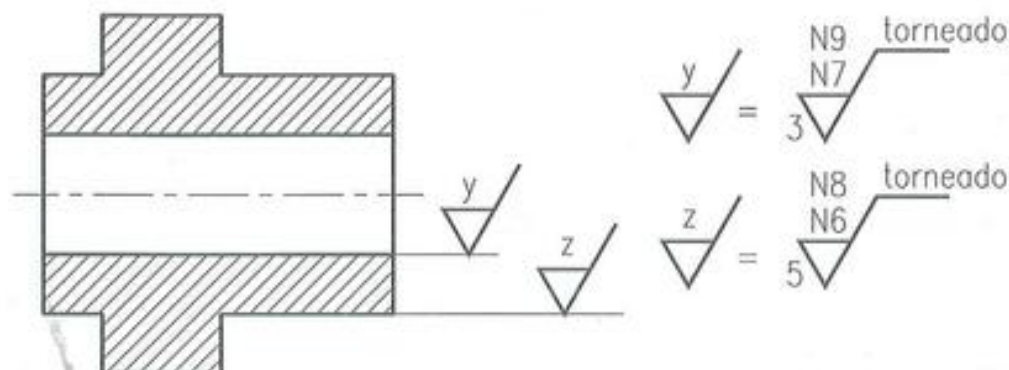


FIGURA 10.18. Forma de evitar la repetición de especificaciones complejas.

Si se necesita un mismo estado superficial para un gran número de superficies de la pieza, se puede utilizar uno de los símbolos básicos y explicar su significado sobre el plano, según se muestra en la figura 10.19.

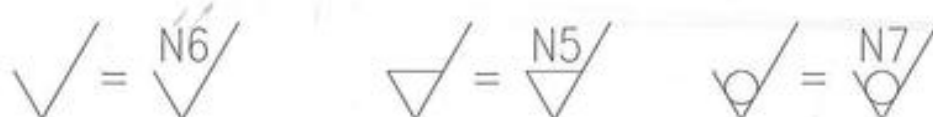


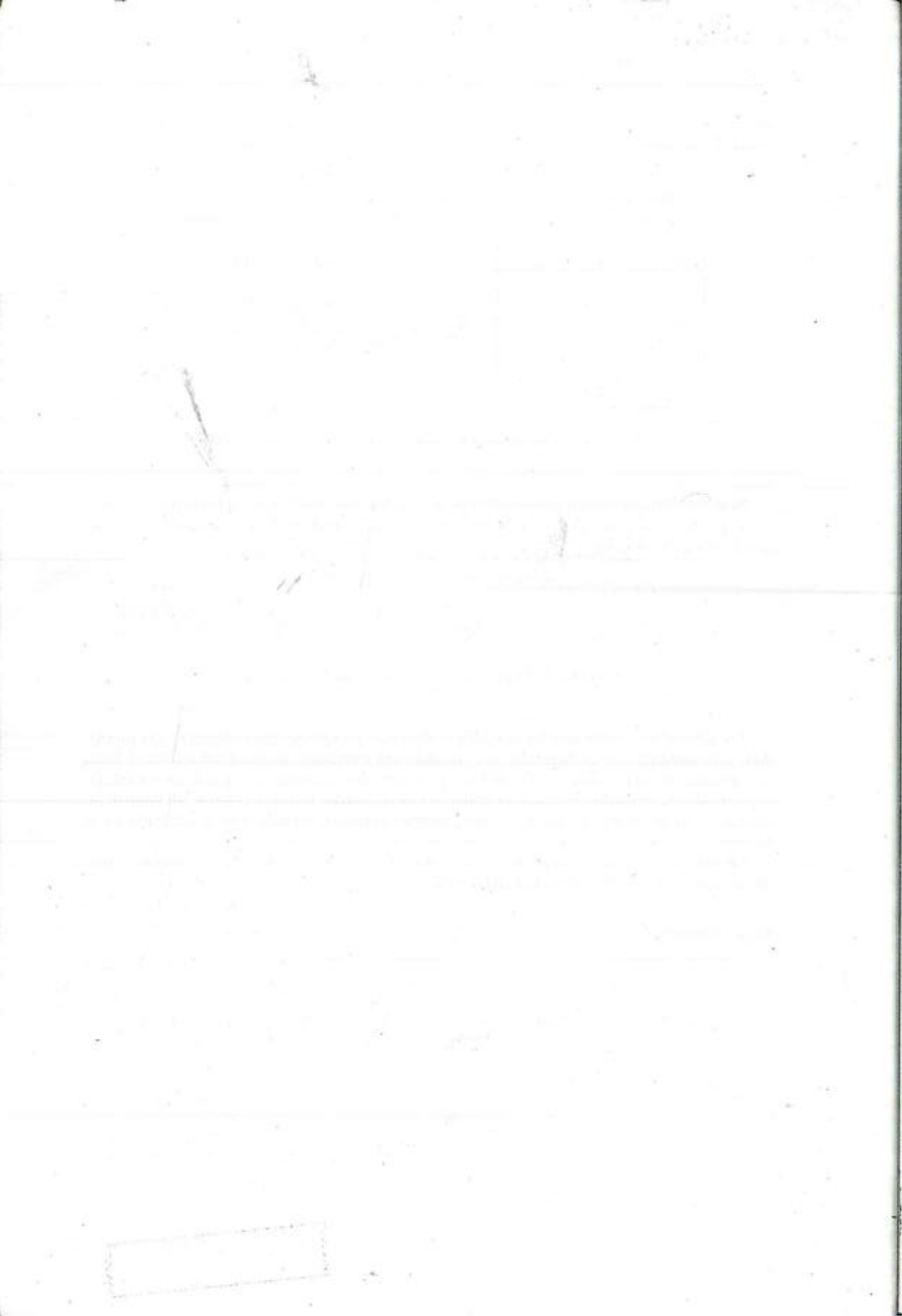
FIGURA 10.19. Estado superficial igual para muchas superficies.

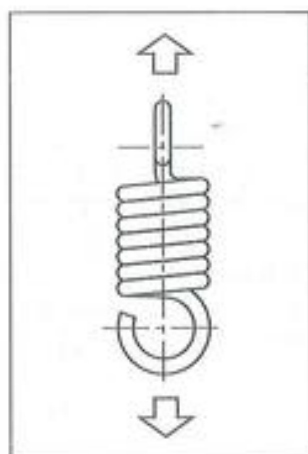
Por último, hemos de señalar que sólo se deberán dar indicaciones referidas a la rugosidad, sobremedidas de mecanizado, etc., cuando sea estrictamente necesario para el buen funcionamiento del sistema y sólo en las superficies que lo exijan. El especificar un estado superficial determinado en una zona donde no es necesario, obliga a realizar un control de calidad de dicha especificación y por consiguiente aumenta los costes de producción de la pieza.

La indicación de estado superficial no es necesaria si el taller donde se producen las piezas las realiza con el estado superficial exigido.

10.5. Normativa

Norma	Título
UNE 1 037 83	Indicaciones de los estados superficiales en los dibujos (equivalente a ISO 1302 78).





Los muelles son elementos mecánicos que pueden recuperar su estado inicial una vez que ha cesado la deformación a la que han estado sometidos. Como consecuencia de esta deformación, los muelles o resortes ejercen una fuerza o un momento de recuperación que se puede considerar en la mayoría de los casos proporcional al desplazamiento lineal o angular sufrido.

La norma UNE 1-042 presenta la siguiente clasificación de los muelles:

- Resortes de compresión.
- Resortes de tracción.
- Resortes de torsión.
- Arandelas elásticas.
- Resortes en espiral.
- Resortes de láminas.

11.1. Resortes de compresión

Es el resorte más utilizado en la industria. Sus características vienen definidas en las normas DIN 2095 y 2096. Funciona, como su nombre indica, bajo la acción de una fuerza de compresión. Los materiales utilizados en su fabricación son aceros elásticos especiales para muelles. Habitualmente están enrollados en forma de hélice a derechas y suelen tener sección circular, salvo en raras excepciones, que tienen sección rectangular. Para mejorar el comportamiento del muelle, en cada extremo de éste se dispone una o varias espiras sin posibilidad de deformación elástica (figura 11.1). Para diámetros de alambre de más de 0,5 mm, los extremos de los muelles se aplanan hasta un cuarto del diámetro del alambre para que tengan un mejor asentamiento sobre sus bases de apoyo (figura 11.1). En el plano del muelle debe indicarse el proceso de fabricación de este planeado (ver figura 11.4b).



FIGURA 11.1. Resortes de compresión.

Normalmente deben estar guiados en sus extremos, y preferentemente por su diámetro interior. Cuando se emplea un resorte, el sentido de arrollamiento no tiene significación funcional por sí sólo. Si se tratara de dos resortes concéntricos, es preciso indicar el sentido del arrollamiento, ya que se deben colocar con sentidos de hélice opuestos.

En la figura 11.2 está representado el montaje de un muelle de compresión correspondiente a la válvula de seguridad de una olla a presión. Cuando se genera presión en el interior de la olla, el vapor de agua empuja el extremo inferior del soporte del muelle, comprimiendo este último. En función de la compresión del muelle, el soporte subirá más o menos hasta que deje ver las ranuras construidas sobre su superficie lateral, que sirven de indicadores del nivel de presión conseguido.

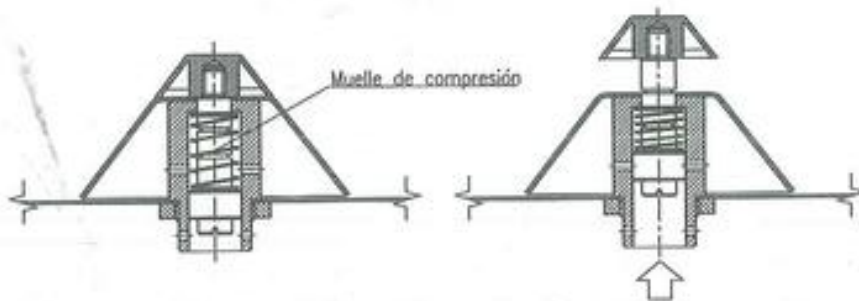


FIGURA 11.2. Resorte de compresión de una olla a presión.

La norma UNE 1-042 recomienda las siguientes representaciones para este tipo de muelles (figura 11.3).

DESIGNACION	REPRESENTACION		
	REAL	CORTE	CONVENCIONAL
1. Resorte cilíndrico de compresión de sección circular			
2. Resorte cilíndrico de compresión de sección rectangular			
3. Resorte cónico de compresión de sección circular			
4. Resorte cónico			

FIGURA 11.3. Representación de los resortes de compresión.

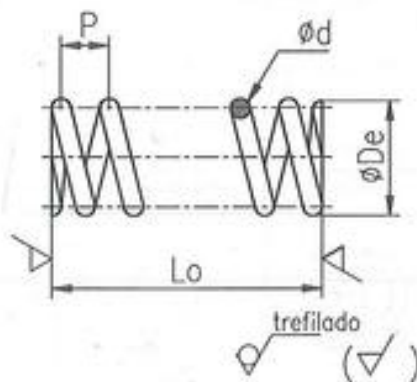
Estos muelles deben acotarse dando los siguientes valores (figura 11.4):

Acotados en planos deben figurar:

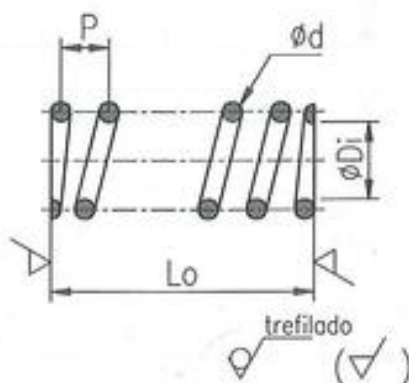
- Dimensiones de la sección de la espira (diámetro, lado del cuadrado, etc.).
- Diámetro exterior o interior de las espiras (para muelles cilíndricos) o cotas que definan la superficie exterior o interior. Si el muelle se halla alojado en un agujero se deberá especificar el diámetro exterior D_e (para muelles cilíndricos) o las dimensiones exteriores para muelles no cilíndricos. Si el muelle se halla alojado en una espira cilíndrica, se especificará el diámetro interior (D_i) de éste o las dimensiones interiores de éste.
- Longitud libre (L_o).
- Paso (P) entre dos espiras útiles consecutivas.

Además en la tabla que acompaña al dibujo del muelle deben figurar:

- Número de espiras totales (N_o).
- Número de espiras útiles (N).
- Sentido de la hélice.
- Material del muelle.
- En el caso de un muelle precomprimido (fuera de su posición libre) debe indicarse la longitud bajo carga.



Resorte de compresion	
Numero de espiras utiles (N)	
Numero de espiras totales (No)	
Longitud del resorte bajo carga (L)	
Sentido de la helice	
Material del resorte	



Resorte de compresion	
Numero de espiras utiles (N)	
Numero de espiras totales (No)	
Longitud del resorte bajo carga (L)	
Sentido de la helice	
Material del resorte	

FIGURA 11.4. Acotación de muelles de compresión.

11.2. Resortes de tracción

Estos resortes (figura 11.5), definidos en la norma DIN 2097, se realizan en alambre con las espiras contiguas unas a otras, teniendo dos ojales de enganche en los extremos, aunque en realidad este remate dependerá de la zona donde debe ir fijado.

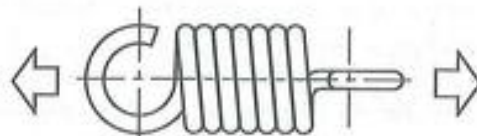


FIGURA 11.5. Resorte de tracción.

En la figura 11.6 se observa un ejemplo de muelle de tracción que no es otra cosa que el muelle de carga de las grapas de una grapadora de escritorio.

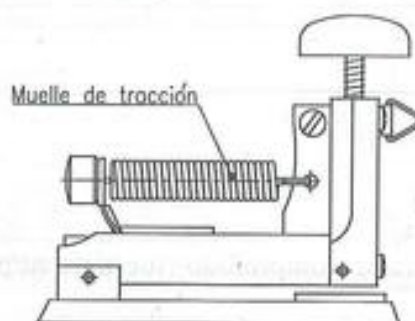


FIGURA 11.6. Muelle de tracción de una grapadora.

La representación gráfica normalizada de estos soportes se muestra en la figura 11.7:

DESIGNACION	REPRESENTACION		
	REAL	CORTE	CONVENCIONAL
1. Resorte cilíndrico de tracción de sección circular			
2. Resorte convexo de tracción de sección circular			

FIGURA 11.7. Representación de los resortes de compresión según la norma UNE 1-042.

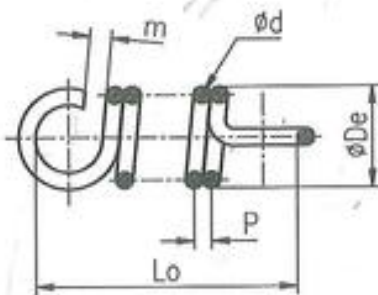
Estos muelles deben acotarse dando los siguientes valores (figura 11.8):

Acotados en planos deben figurar:

- Dimensiones de la sección de la espira (diámetro, lado del cuadrado, etc.).
- Diámetro exterior de las espiras (para muelles cilíndricos) o cotas que definan la superficie exterior.
- Longitud libre (L_0) medida entre los cantos interiores de los ojales.
- Paso (P) entre dos espiras contiguas (si no están en contacto en la posición libre).
- Abertura (m) de los ojales.

En la tabla que acompaña al dibujo del muelle deben figurar:

- Número de espiras totales (N_0).
- Número de espiras útiles (N).
- Sentido de la hélice.
- Material del muelle.
- Además, en el caso de un muelle pretraccionado (fuera de su posición libre) debe indicarse la longitud bajo carga.



Resorte de tracción	
Numero de espiras utiles (N)	
Numero de espiras totales (N_0)	
Longitud del resorte bajo carga (L)	
Sentido de la helice	
Material del resorte	

FIGURA 11.8. Acotación de resortes de tracción.

11.3. Arandelas Belleville

Son arandelas de disco, troncocónicas, que actúan como un resorte de compresión axial (figura 11.9). Pueden montarse solas o en grupo superpuestas en el mismo sentido o superpuestas en sentido alternativo. Permiten de esta forma preparar muelles de tamaño reducido pero que puedan soportar grandes cargas. Tienen pues especial aplicación en montajes donde se dispone de poco espacio en la dirección axial.

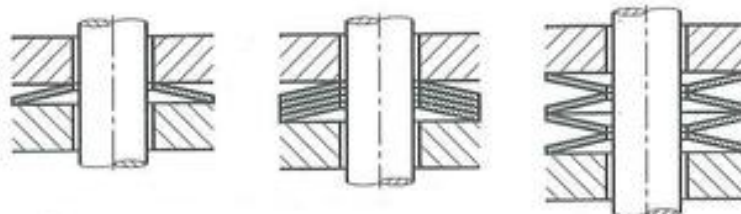


FIGURA 11.9. Arandelas Belleville.

En la figura 11.10 aparece un ejemplo de un montaje con arandelas Belleville correspondiente a las válvulas de un compresor.

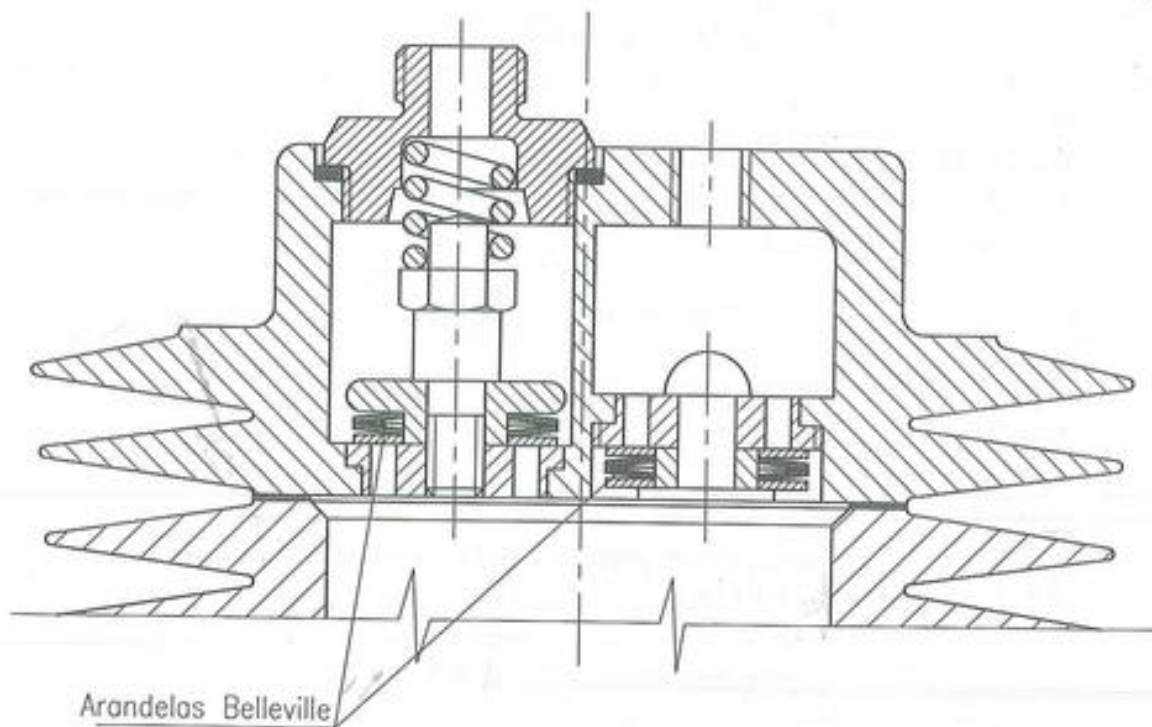


FIGURA 11.10. Uso de arandelas Belleville como muelles de compresión en un compresor.

La norma UNE 1-042 recomienda la representación siguiente:

DESIGNACION	REPRESENTACION		
	REAL	CORTE	CONVENCIONAL
1. Arandela elastica			
2. Arandelas elasticas superpuestas en el mismo sentido			
3. Arandelas elasticas superpuestas en sentido contrario			

FIGURA 11.11. Representación de arandelas Belleville.

11.4. Resortes de torsión

Estos resortes, definidos en la norma DIN 2088, actúan por torsión cuando se produce una deformación angular entre sus extremos. Están formados por un alambre enrollado con dos brazos. La parte de la espiral se hace coincidir con el eje de giro y los dos brazos se apoyan uno en cada uno de los dos elementos que tienen el giro relativo. La forma de los brazos puede ser muy variada, pero siempre tiene la forma adecuada para poder amarrarse o apoyarse en los elementos que unen. Se usan en sistemas donde el espacio radial disponible es pequeño y no es crítica la altura del muelle.

En la figura 11.12 se ofrece un ejemplo muy sencillo correspondiente a una pinza.

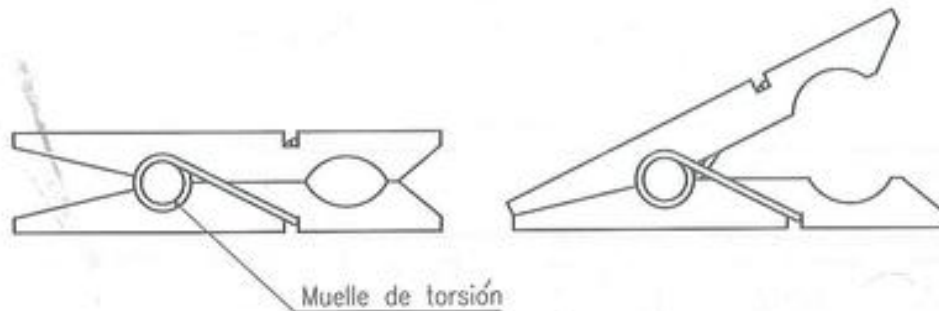


FIGURA 11.12. Ejemplo de muelle de torsión: una pinza.

Su representación según la norma UNE 1-042 es la siguiente:

DESIGNACION	REPRESENTACION		
	REAL	CORTE	CONVENCIONAL
1. Resorte cilíndrico de torsión de sección circular			

FIGURA 11.13. Representación de los resortes de torsión.

Estos muelles deben acotarse dando los siguientes valores (figura 11.4):

Acotados en planos deben figurar:

- Dimensiones de la sección de la espira (diámetro, lado del cuadrado, etc.).
- Diámetro interior o exterior de las espiras, según sea el elemento de guía de éstas.
- Angulo libre (α_0).

- Paso (P) entre dos espiras útiles consecutivas (si no están en contacto en la posición libre).
- Longitudes (o dimensiones en general) de los brazos (L1, L2, etc.).

En la tabla explicativa del dibujo del muelle deben figurar:

- Número de espiras totales (No).
- Número de espiras útiles (N).
- Sentido de la hélice.
- Material del muelle.
- Si se trata de un muelle pretorsionado (fuera de su posición libre) debe indicarse el ángulo de torsión.



FIGURA 11.14. Acotación de los resortes de torsión.

11.5. Otros tipos de muelles

Además de todos los tipos mostrados hasta aquí, es frecuente encontrar en el campo industrial muelles de espiral (figura 11.15), usados por ejemplo en relojería, y resortes de láminas o ballestas (figura 11.16), muy utilizados para suspensiones en distintos vehículos.

Los resortes de espiral son resortes de torsión donde el espacio radial disponible no es muy crítico, pero sí lo es en cambio el espacio axial.

La norma UNE 1-042 establece para estos resortes una serie de símbolos convencionales.

DESIGNACION	REPRESENTACION	
	REAL	CONVENCIONAL
1. Resorte en espiral		
2. Resorte de tambor en espiral		

FIGURA 11.15. Resortes en espiral según la norma UNE 1-042.

DESIGNACION	REPRESENTACION	
	REAL	CONVENCIONAL
1. Resortes de laminas sin ojos		
2. Resortes de laminas con ojos		
3. Resortes de laminas sin ojos con brida		
4. Resortes de laminas con ojos y brida		

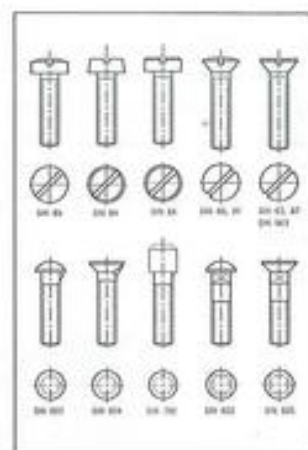
FIGURA 11.16. Ballestas según la norma UNE 1-042.

11.6. Normativa

Norma	Título
UNE 1 042 75	Dibujos técnicos. Figuras convencionales para resortes.
DIN 2095 y 2096	Resortes de compresión.
DIN 2097	Resortes de tracción.
DIN 2088	Resortes de torsión.



UNIONES ROSCADAS Y ELEMENTOS ACCESORIOS



Se llama *rosca* al resultado de efectuar una ranura helicoidal sobre un cilindro (o a veces sobre un cono). Normalmente, se dice que un agujero está *terrajado* y que una barra está *roscada*. Al conjunto rosca-cilindro se le llama *tornillo* y al conjunto rosca-agujero se le denomina *tuerca*.

Una superficie helicoidal está generada por una curva que gira alrededor de un eje con velocidad angular uniforme y se desplaza a lo largo de él con velocidad uniforme. La unión roscada siempre implica un giro acompañado de un desplazamiento a lo largo de un eje.

Una unión roscada puede tener dos funciones: unir dos elementos ejerciendo presión entre ellos o transformar un movimiento de giro en uno de traslación.

En el caso de la función de fijación, se debe garantizar que una vez apretada la unión, ésta no se aflojará (función realizada por medio de arandelas elásticas, contratueras, o por la simple presión del apriete). En el caso de transformación de movimiento, el rozamiento originado en los perfiles helicoidales no debe ser importante, como es el caso típico de los husillos de las máquinas herramientas.

12.1. Características de una rosca. Definiciones

Diámetro nominal (D): se denomina diámetro nominal al diámetro mayor originado por la ranura helicoidal; en un tornillo será el diámetro del vértice del filete, y en una tuerca el diámetro del fondo del filete. Un tornillo que rosca en una tuerca tiene siempre el mismo diámetro nominal que ella (figura 12.1). Antes de tallar la rosca, los diámetros originales del eje ($D1$) y del agujero ($D2$) son distintos.

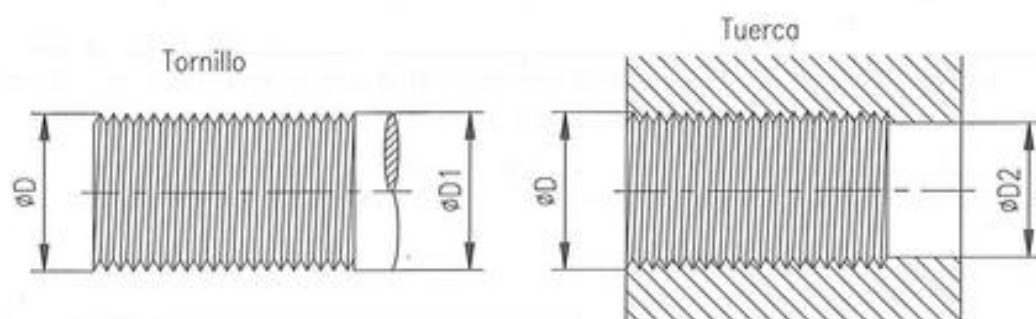


FIGURA 12.1. Definiciones. Diámetro nominal.

Paso (Ph): es la distancia longitudinal que avanza un tornillo por cada vuelta que gira, o bien es la distancia entre dos puntos de la hélice situados en la misma generatriz. Para un tipo de rosca determinado, a cada diámetro nominal le corresponde una serie de pasos normalizados, que pueden ser el normal o medio (usado en tornillería corriente) (figura 12.2b), un paso fino (figura 12.2a), este último se utiliza excepcionalmente (roscado sobre tubos de paredes delgadas, tuercas de poco grueso, tornillos para aparatos de precisión, etc.), o un paso grueso (figura 12.2c). Normalmente cuanto más fino es un paso, más estrechas son las tolerancias y por lo tanto el coste de fabricación es mucho mayor.

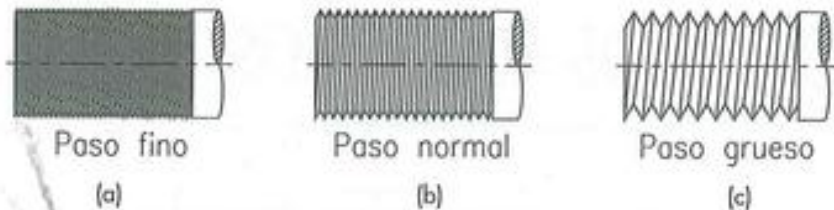


FIGURA 12.2. Definiciones. Paso.

Número de hilos: si para un diámetro nominal dado, se desea tener un paso grande y conservar una sección resistente de tornillo suficiente (núcleo del tornillo), se deben intercalar en el intervalo de un paso varias ranuras helicoidales idénticas desfasadas entre sí un ángulo igual a 360° dividido por el número de hélices. Para saber el número de hilos que tiene una rosca basta con contar el número de entradas en el extremo de la rosca. La rosca con varias entradas permite conseguir para una vuelta de tornillo un desplazamiento mayor del mismo. En una rosca de varios hilos, el paso Ph es el desplazamiento axial del elemento en una revolución completa, y la división P es la distancia axial entre dos flancos contiguos (pertenecientes a dos hilos de rosca distintos) de igual dirección. El cociente entre el Paso Ph y la división P coincide con el número de hilos de la rosca. En la figura 12.3 se muestra un tornillo de dos hilos.

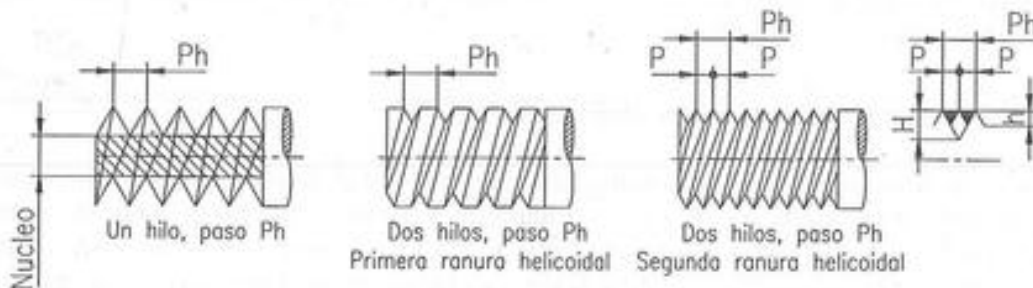


FIGURA 12.3. Definiciones. Roscas de varios hilos.

Sentido de la hélice: se dice que un tornillo está roscado "a derechas" cuando penetra en su tuerca inmovilizada girando de izquierda a derecha. Por el contrario, un tornillo está roscado "a izquierdas" cuando penetra en su tuerca inmovilizada girando de derecha a izquierda.

Perfil de la rosca: es la sección que se obtiene cortando la rosca por un plano que contiene a la generatriz y al eje del cilindro o del agujero.

12.2. Perfiles de rosca. Tipos

Según para lo que se quiera utilizar la rosca, existen distintos tipos de perfiles. El más común y usado es el *perfil métrico ISO*.

12.2.1. Rosca métrica ISO

Se usa fundamentalmente en tornillería y para aplicaciones en general de uso común. Las roscas métricas ISO de paso normal se designan anteponiendo la letra *M* al diámetro nominal en milímetros. Por ejemplo, *M 30* corresponderá a una rosca de diámetro nominal 30 y un paso de 3,5 mm (que es el normalizado para la rosca métrica regular o normal).

Las roscas finas se designan anteponiendo la letra *M* al diámetro nominal, al signo "x" y al paso en mm. Por ejemplo, *M 30 x 1,5* corresponderá a una rosca de diámetro nominal 30 y un paso de 1,5 mm.

La figura 12.4 presenta la forma de la rosca métrica ISO. Su forma detallada y dimensiones se especifican en la norma UNE 17-702, equivalente a la DIN 13 e ISO 261.

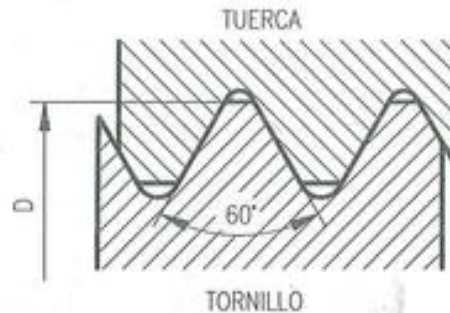


FIGURA 12.4. Características del perfil métrico ISO.

12.2.2. Rosca Withworth

Se usa frecuentemente en instalaciones hidráulicas, conducciones y fontanería. La rosca Withworth se designa anteponiendo la letra *W* al diámetro nominal en pulgadas. Por ejemplo, *W 5" 1/4* corresponderá a una rosca de diámetro nominal 5" 1/4 y un paso de 2 5/8 hilos por pulgada (que es el normalizado para la rosca Withworth regular o normal).

La figura 12.5 muestra la rosca Withworth. Su forma detallada y dimensiones aparecen en la norma DIN 11.

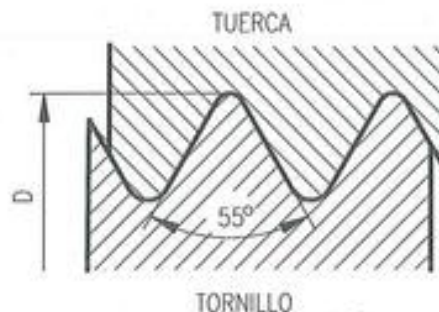


FIGURA 12.5. Características del perfil de rosca Withworth.

Un caso especial de rosca Withworth lo constituye la rosca de tubo Withworth. Este tipo de rosca es muy utilizada en recipientes a presión, tubos y empalmes. Se emplean dos variedades:

- Rosca cilíndrica interior y rosca cilíndrica exterior.
- Rosca cilíndrica interior y rosca cónica exterior.

La rosca cilíndrica interior y rosca cilíndrica exterior se usa para tubos roscados y accesorios con uniones roscadas sin junta entre los elementos roscados. Sus dimensiones detalladas aparecen en la norma DIN 259. Se designa mediante la letra *R*, seguida del diámetro nominal en pulgadas, por ejemplo *R 1 1/8*.

El segundo tipo de rosca (tornillo con rosca cónica) se usa en las válvulas de recipientes a presión donde es necesario garantizar la estanquidad de la unión roscada. Sus dimensiones detalladas aparecen en la norma DIN 2999. Se designa mediante la letra *R*, seguida del diámetro nominal en pulgadas y la identificación de la norma DIN 2999, por ejemplo *R 1 1/8 DIN 2999*.

12.2.3. Rosca trapezoidal

La rosca trapezoidal se emplea en roscas utilizadas como elementos transformadores de giro en desplazamiento o viceversa, como por ejemplo en husillos. En la figura 12.6 se muestra la forma de la rosca. Sus dimensiones aparecen en la norma DIN 103.

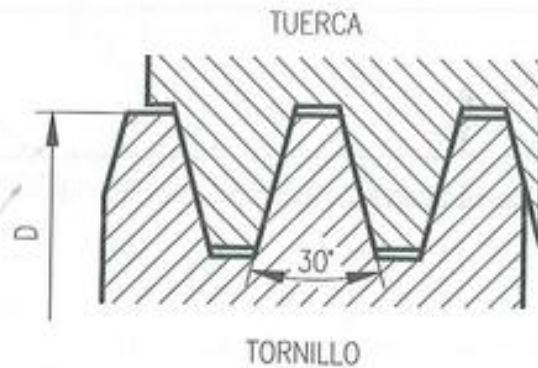


FIGURA 12.6. Rosca trapezoidal.

Este tipo de roscas se designa mediante el símbolo *Tr* seguido del diámetro nominal. Para roscas de un hilo (o de entrada de un solo paso) se coloca después el signo "x" y el paso del perfil. Por ejemplo: *Tr 40 x 3* sería una rosca trapezoidal de un hilo de diámetro nominal 40 y paso 3.

Para roscas trapezoidales de varios hilos, a continuación del símbolo *Tr* y el diámetro nominal se coloca el paso *Ph* de la rosca de varios hilos medido en mm, la letra *P* y la división en mm. Por ejemplo: *Tr 40 x 14 P 7* sería la designación para una rosca trapezoidal de diámetro nominal 40, paso 14 y división 7 (recordemos que el cociente entre el paso de la rosca y la división es el número de hilos de la rosca, 2 en este caso).

12.2.4. Rosca redonda

El perfil de rosca redondo (figura 12.7) reduce en gran medida la acumulación de tensiones mecánicas, es muy resistente a esfuerzos importantes y también a los golpes. Sin embargo su utilización es escasa, ya que su fabricación es compleja. Su perfil se obtiene partiendo de la rosca trapezoidal redondeando el fondo y la cresta con dos arcos de circunferencia. Sus dimensiones aparecen especificadas en la norma DIN 405.

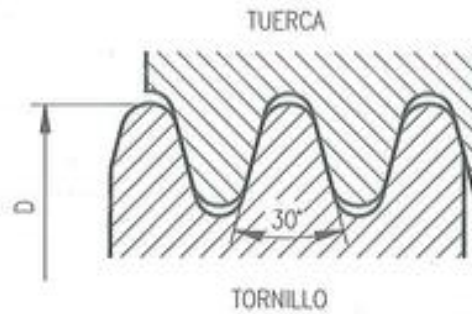


FIGURA 12.7. Perfil de rosca redonda.

La rosca se designa mediante el símbolo *Rd* seguido del diámetro nominal, el signo "x" y el paso. Por ejemplo, *Rd 16 x 3*.

12.2.5. Rosca en dientes de sierra

El perfil asimétrico o en "dientes de sierra" (figura 12.8) se utiliza cuando el componente radial del esfuerzo puede despreciarse y los esfuerzos axiales son relativamente importantes en el sentido del flanco más vertical. Se utilizan en pinzas de torno. Se designa mediante la letra *S* seguida del diámetro nominal, el signo "x" y el paso. Por ejemplo, *S 36 x 3*. Sus dimensiones se ofrecen en la norma DIN 513, 514 y 515.

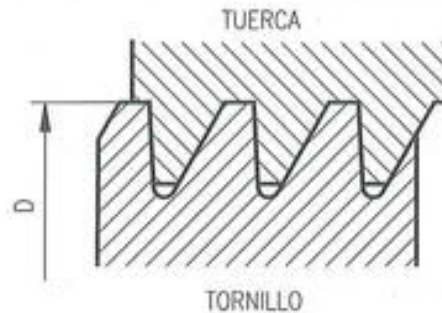


FIGURA 12.8. Perfil de rosca en dientes de sierra.

12.2.6. Designación de las roscas

Las roscas se designan según se ha indicado anteriormente en cada uno de los casos. Si no se indica más que el tipo de rosca, el diámetro nominal y el paso (según los casos), se sobreentiende que la rosca es a derechas. Pero si la rosca es a izquierdas, se indicará mediante la palabra *izquierda* o la abreviatura *izd.*, situada detrás de la designación. Si una pieza tiene roscas a derechas y a izquierdas, se indicarán no solamente las roscas a izquierdas sino también las roscas que son aderechas con la palabra *derecha* o la abreviatura *dcha.* detrás de la designación.

12.3. Representación convencional y acotación de las roscas

Las roscas se representarán según lo indicado en la norma UNE 1-108-83. El método indicado es independiente del tipo de rosca utilizado. El tipo de rosca y sus medidas deben especificarse con la ayuda de las designaciones contenidas en las normas apropiadas que tratan sobre las roscas.

Para las roscas vistas, las crestas de los filetes están limitadas mediante una línea llena gruesa. El fondo de los filetes se limita mediante una línea llena fina (figura 12.9a). Se recomienda que, en la medida de lo posible, la distancia del trazo grueso al trazo fino sea igual a la altura de los filetes; en caso de que esto no sea posible, no debe ser inferior al mayor de los dos valores siguientes: dos veces el grosor del trazo grueso o 0,7 mm.

Para las roscas ocultas, las crestas de los filetes y el fondo de los mismos se limitan por líneas de trazos (figuras 12.9c y 12.9d).

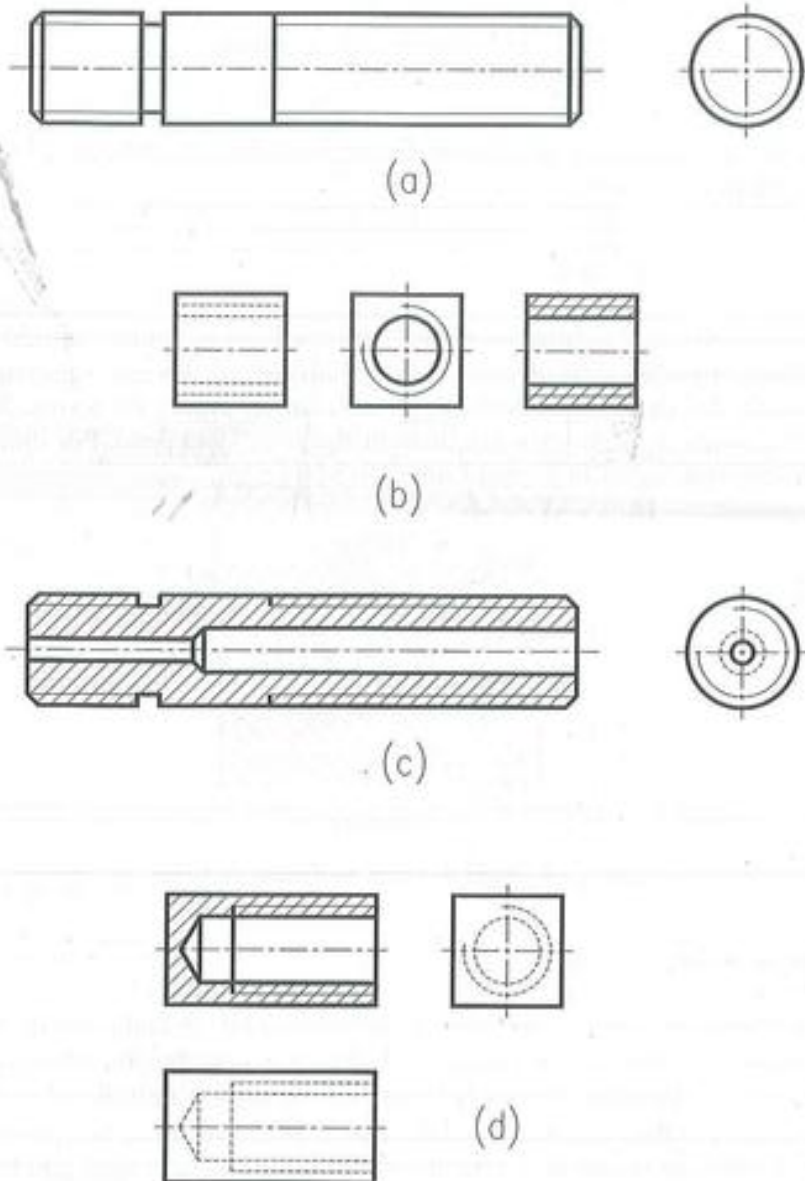


FIGURA 12.9. Representación convencional de las roscas.

Para las piezas roscadas representadas en corte, el rayado se prolonga hasta la línea de las crestas de los filetes (figuras 12.9 b, 12.9c y 12.9d).

En la vista según su eje de una rosca vista, el fondo de los filetes se representa mediante una circunferencia incompleta, aproximadamente igual a las tres cuartas partes de la misma, trazada con línea llena fina (figuras 12.9a, 12.9b y 12.9c).

En la vista según su eje de una rosca oculta, el fondo de los filetes se representa mediante una circunferencia incompleta, aproximadamente igual a las tres cuartas partes de la misma, trazada con una línea de trazos (figura 12.9d).

El límite de la rosca útil se indica mediante una línea gruesa o de trazos, según sea vista u oculta. Esta línea se dibuja hasta el diámetro exterior del roscado (figuras 12.9a, 12.9c y 12.9 d).

Los filetes incompletos o las salidas de rosca no se representan (figura 12.9), aunque deben representarse cuando exista una necesidad funcional para ello (figura 12.10).

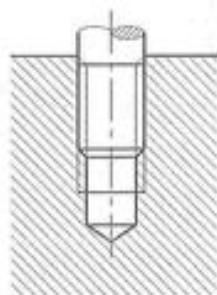


FIGURA 12.10. Representación de salidas de rosca.

Para las uniones de piezas roscadas, se aplican los convenios indicados anteriormente. Además, deberá tenerse en cuenta que las roscas exteriores deben ocultar a las interiores y no deben ser ocultadas por estas últimas (figura 12.11).

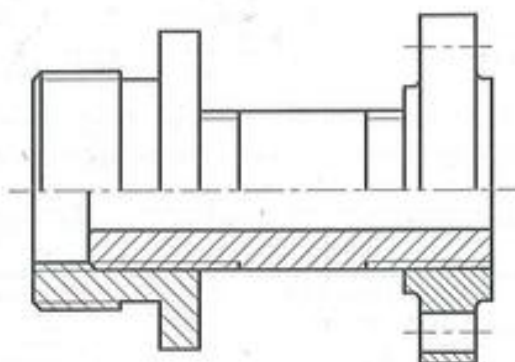


FIGURA 12.11. Representación de piezas roscadas.

Las roscas deben acotarse siempre con una cota diametral correspondiente al diámetro nominal de las mismas (figura 12.12a). Recordemos que el diámetro nominal en una rosca macho (tornillo) corresponde al diámetro exterior de la rosca, representado con línea gruesa, y que el diámetro nominal de una tuerca corresponde también al diámetro exterior de la misma y se representa con líneas finas. Como cifra de cota se debe colocar siempre la designación normalizada de la rosca. La figura 12.12a corresponde a un tornillo con rosca métrica de diámetro nominal 10 y paso normal. La figura 12.12b representa a una tuerca con rosca métrica de diámetro 16 a izquierdas. La figura 12.12c muestra a un tornillo de rosca trapezoidal de diámetro nominal 10 y paso 1. Por último, la figura 12.12d corresponde a una tuerca de rosca trapezoidal de diámetro nominal 10, paso 1 y sentido de rosca a izquierdas.

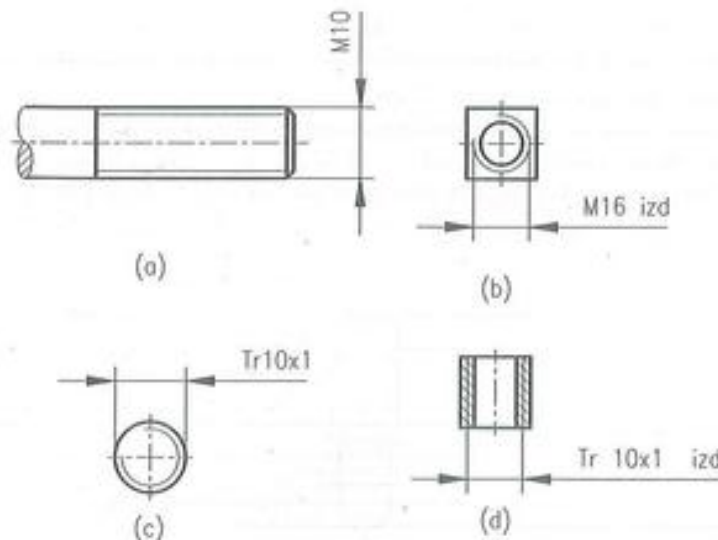


FIGURA 12.12. Acolación de roscas.

12.4. Tornillos

Un tornillo es un elemento roscado macho. Puede desempeñar dos funciones: transformador de movimiento lineal en circular o viceversa, y elemento de unión entre varios elementos. Cuando desempeña la función de elemento transformador de movimiento se le llama también husillo.

Los husillos como tales no están normalizados totalmente como lo están los tornillos. Únicamente tienen normalizado el perfil de rosca utilizado. Normalmente se emplea el perfil de rosca trapecoidal.

Cuando desempeña la función de fijación el tornillo tiene en general dos partes: la cabeza y la espiga. La cabeza tiene, según se verá posteriormente, formas variadas según cual vaya a ser la herramienta que se utilizará para su montaje. La espiga es el elemento cilíndrico. Puede estar total o parcialmente roscado. El extremo libre del tornillo, según la función que vaya a desempeñar, tiene también formas variadas.

Cuando el tornillo desempeña la función de elemento de montaje, normalmente se utilizan perfiles de rosca métrica o Withworth.

Los tornillos como elemento de unión se utilizan para sujetar varias piezas por medio de la rosca, que presiona a las piezas unas sobre otras. En este caso, el tornillo puede desempeñar varias funciones (figura 12.13):

- *Tornillo de montaje*: desempeña la función de tornillo de montaje cuando la cabeza del tornillo ejerce la presión que garantiza la unión.
- *Tornillo de presión*: desempeña la función de tornillo de presión cuando la fuerza que garantiza la unión la realiza el extremo de la espiga, empujando y presionando a la pieza.
- *Tornillo de fijación*: el tornillo de fijación, también llamado *prisionero*, realiza la unión interponiéndose entre dos elementos e impidiendo el movimiento relativo entre ambos.
- *Tornillo de guía*: se utiliza la forma especial del extremo de su espiga para permitir un movimiento relativo entre los dos cuerpos que une (rotación o traslación) e impedir el otro (traslación o rotación respectivamente).

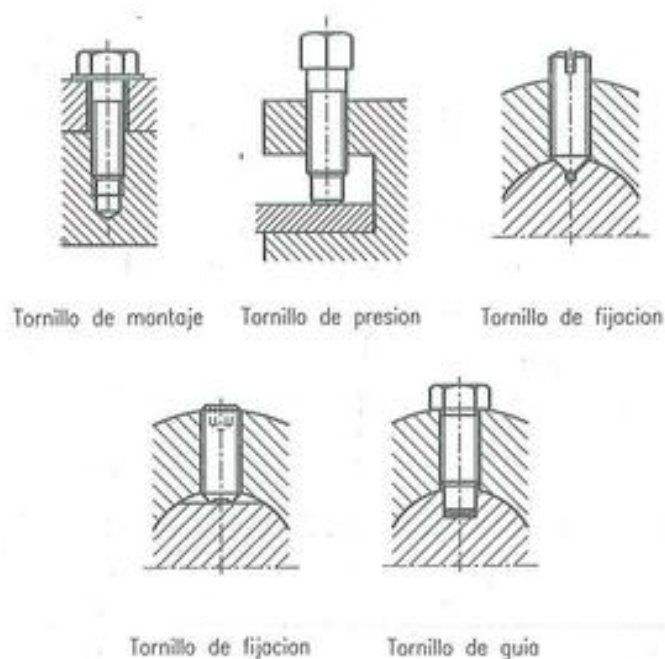


FIGURA 12.13. Tipos de tornillos según su función.

12.4.1. Tornillos metálicos

Los tornillos de este tipo presentan distintos tipos de cabezas y también distintos tipos de espigas. En la figura 12.14 se ofrecen los nombres de los distintos tipos de cabezas de los tornillos.

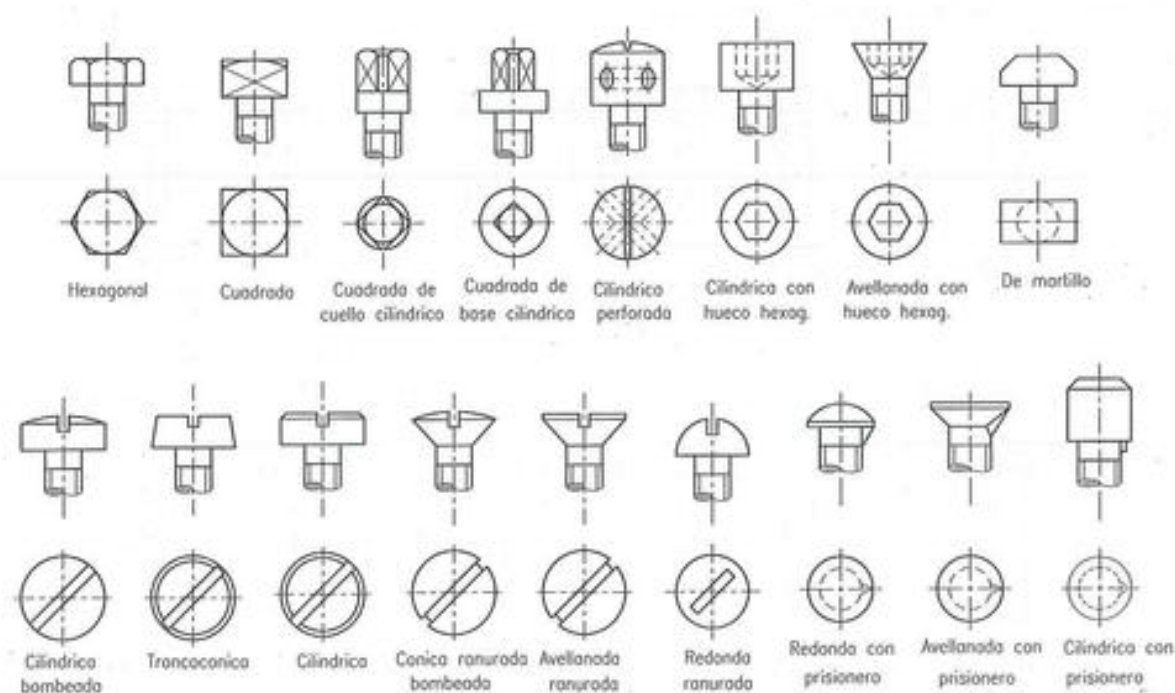


FIGURA 12.14. Tipos de cabezas de tornillos metálicos.

En la figura 12.15 se muestran los nombres de los distintos tipos de extremos de los tornillos, definidos según la norma DIN 78.

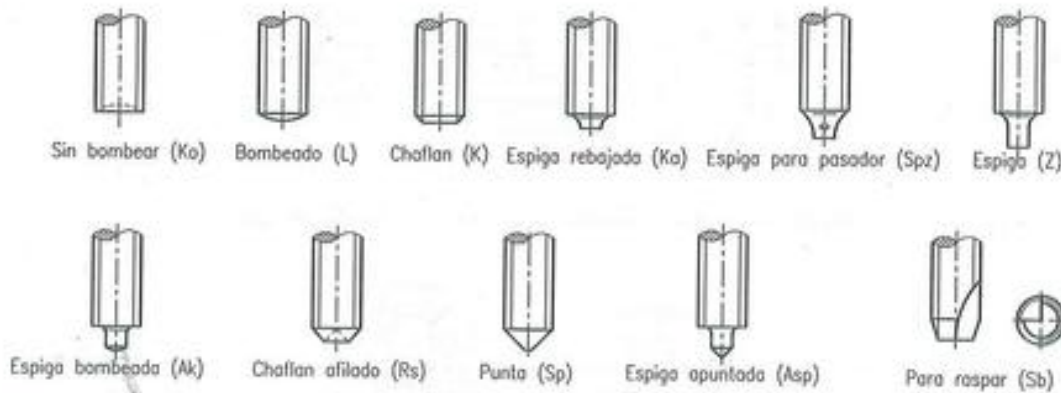


FIGURA 12.15. Tipos de extremos de tornillos metálicos según la norma DIN 78.

El apriete más firme lo ofrecen las cabezas hexagonal y cuadrada, siendo la primera de ellas la de mayor utilización. Si se desea que la cabeza quede oculta sobre la superficie de la pieza, alojándose en un taladro, se debe recurrir a las cabezas cilíndricas con orificio hexagonal, que permiten mecanizar fácilmente su alojamiento en un agujero de poco diámetro. Los tornillos con hueco hexagonal en la cabeza reciben también el nombre de tornillos Allen. Las cabezas con ranura se utilizan menos, ya que el apriete que se puede ejercer es menor. Las cabezas avellanadas o cónicas facilitan el centraje entre las piezas.

Los extremos de tornillo sin bombear, bombeado y con chaflán se emplean generalmente en tornillos de montaje. Los extremos de espiga, chaflán afilado y en punta, con todas sus variantes, se usan en tornillos con funciones de tornillos de presión, de guía o prisioneros.

Por último, el extremo "para raspar" permite el autoterrajado del orificio sin roscar cuando se realiza el montaje del tornillo.

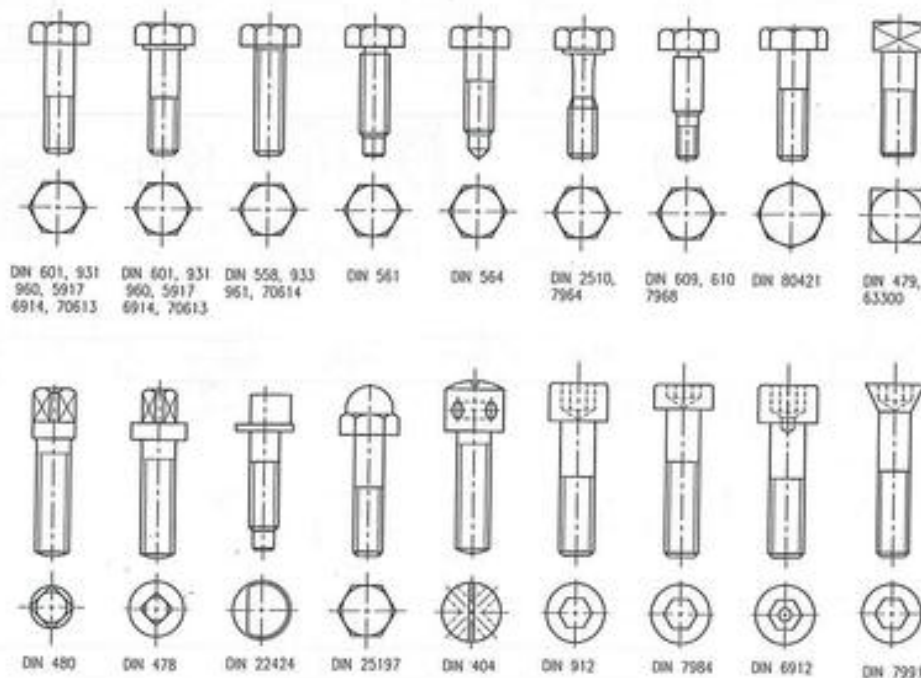


FIGURA 12.16. Tipos de tornillos metálicos.

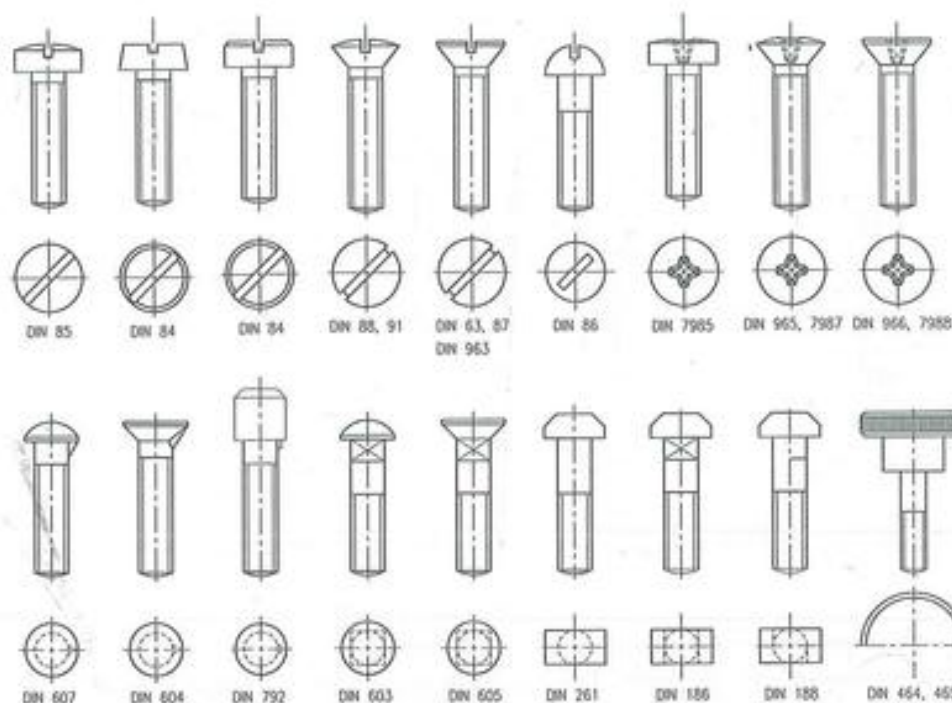


FIGURA 12.16. (continuación) Tipos de tornillos metálicos.

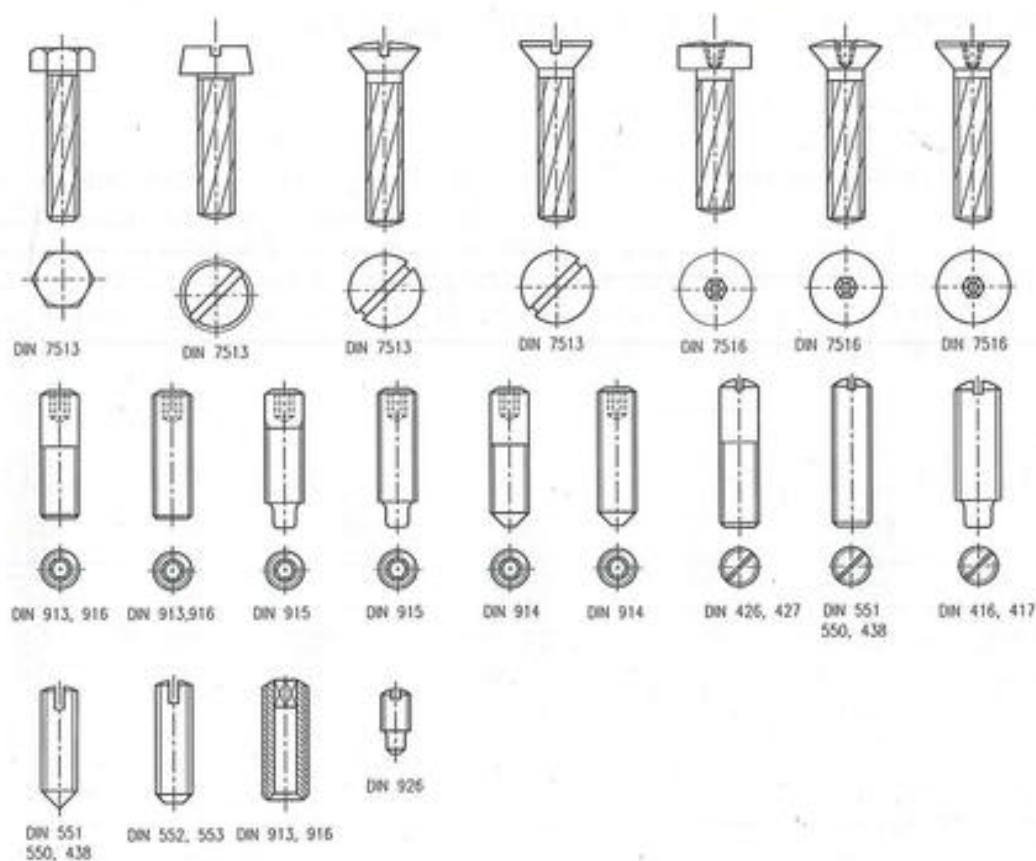


FIGURA 12.16. (continuación) Tipos de tornillos metálicos. Tornillos autoterrojanter, varillas metálicas y prisioneros.

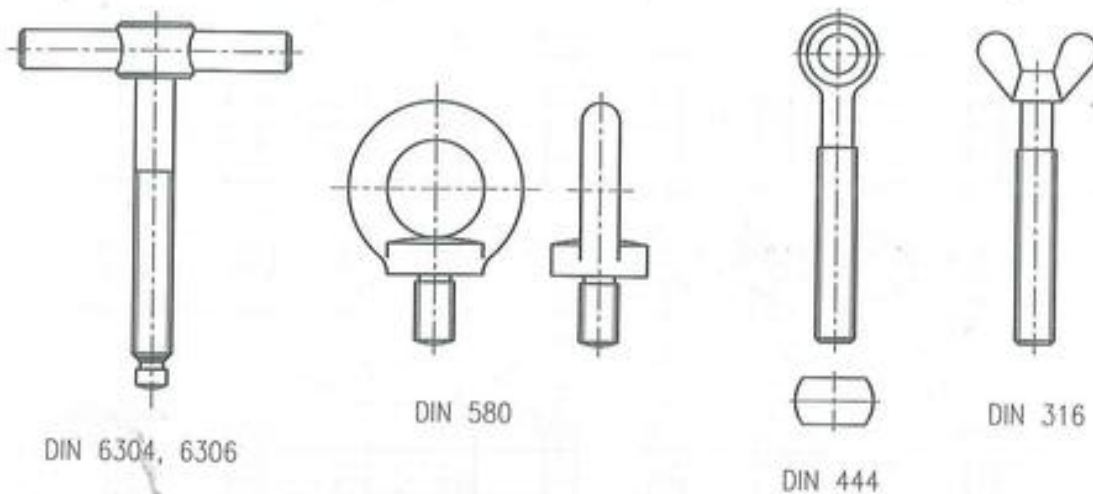


FIGURA 12.16. (continuación) Tipos de tornillos metálicos para aplicaciones especiales.

Las combinaciones de los distintos tipos de cabezas y de extremos permiten una infinidad de tipos de tornillo. La mayoría de estas combinaciones están normalizadas, y existe para cada tipo de tornillo específico (formado como combinación de un tipo de cabeza y un tipo de extremo), una norma que define sus series de dimensiones normalizadas. Las normas DIN son las más completas y las que ofrecen una gama más amplia de tornillos normalizados. Aunque podría decirse que existe un tipo de tornillo para cada aplicación, en la figura 12.16 se recogen los más comunes y la norma DIN que los define.

12.4.2. Tornillos para chapa y autoterrajantes

Este tipo de tornillos (figura 12.17) puede tener dos tipos de punta dependiendo de su aplicación (forma A para extremo plano y forma B para extremo en punta). Para superficies metálicas de poco espesor (normalmente menor de 1,5 mm), se aplican los de punta cónica. Para chapas más gruesas, más blandas y materiales plásticos, se utiliza el tornillo de extremo plano. Pueden tener varios tipos de cabezas. También pueden emplearse los tornillos de punta cónica con un clip de sujeción en el extremo.

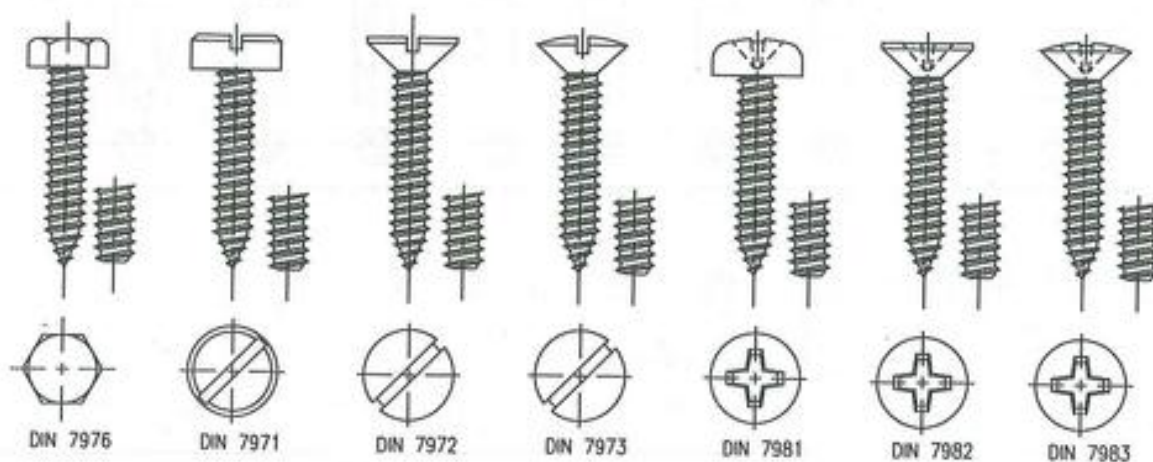


FIGURA 12.17. Tornillos para chapa y autoterrajantes.

12.4.3. Tornillos para madera

Los tornillos para madera o tirafondos (figura 12.18a) se fabrican en acero dulce o en latón y van recubiertos de un baño metálico de zinc, cadmio, níquel, etc. El tipo más frecuente es el de cabeza avellanada, aunque también existen de forma redondeada.

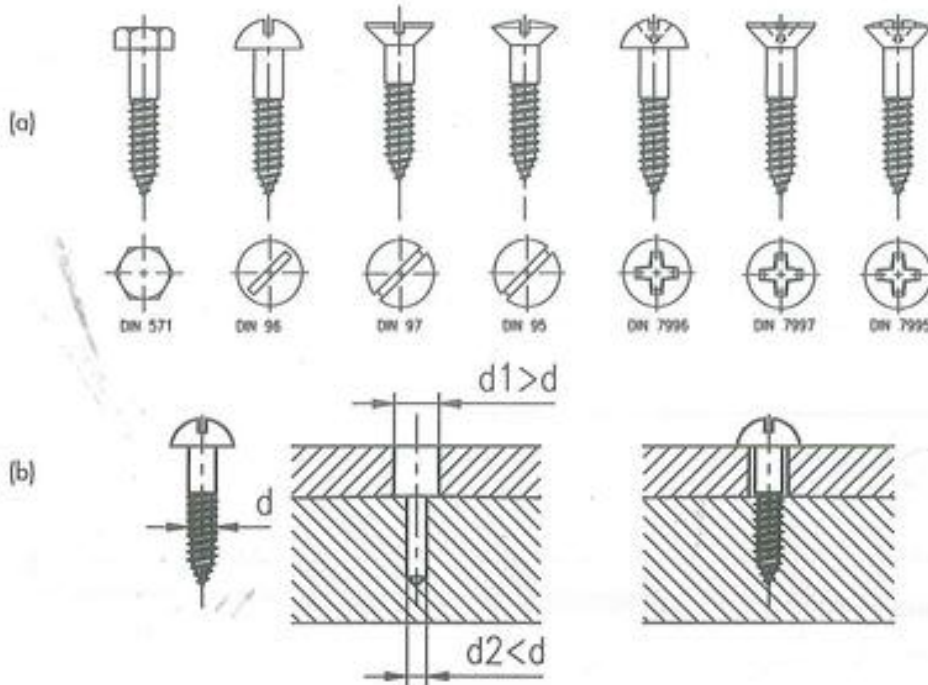


FIGURA 12.18. (a) Tornillos para madera. (b) Montaje de tirafondos.

Para su colocación hay que realizar un taladro pasante ($d_1 > d$) previo en las piezas que se van a unir y otro taladro ($d_2 < d$) en la pieza donde se atornillará (figura 12.18b).

12.4.4. Acotación longitudinal de tornillos y espárragos

La norma UNE 17-050, equivalente a la ISO 225, establece un método unificado para definir las dimensiones longitudinales de los tornillos y espárragos, ya que estos son elementos normalizados para los que no es necesario realizar un plano de despiece. Las cotas que aparecen en la figura 12.19 son las que se utilizan para construir el tornillo cuando es necesario y son, asimismo, las que se definen en la norma correspondiente de cada tipo de tornillo y las que intervienen en su designación.

De esta forma, el sentido que tienen es el siguiente:

- Para tornillos de cabeza prismática (hexagonal, cuadrada, etc.), la longitud “l” representada y que se utiliza para la designación, es la longitud total de la espiga del elemento, sin considerar la cabeza del tornillo.
- Para tornillos de cabeza avellanada, la longitud “l” es la longitud total del tornillo, incluyendo la cabeza.
- Para tornillos con extremos en punta o con espiga, la longitud roscada “b” incluye la longitud “c” del extremo en punta o de la espiga.

- Para espárragos, la longitud "l" corresponde a la longitud resultante después de roscar el extremo biselado.

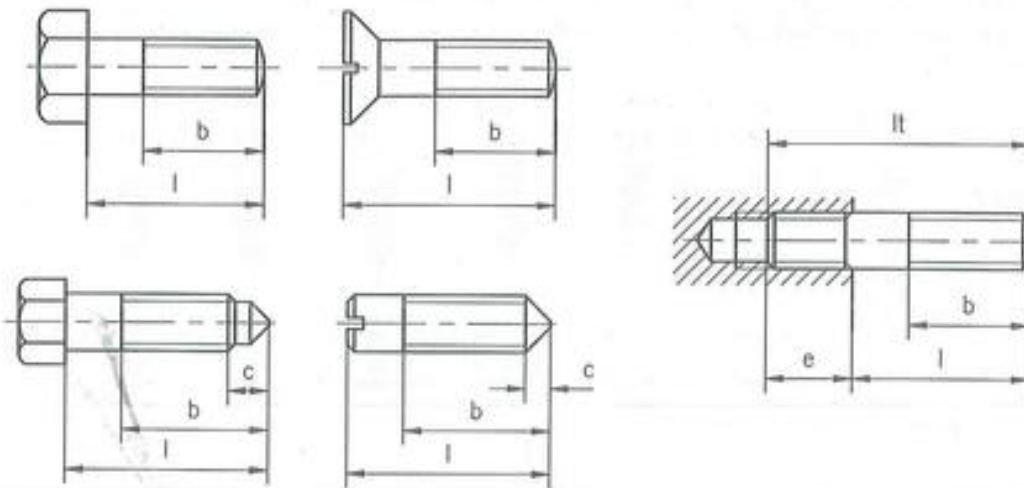


FIGURA 12.19. Dimensiones longitudinales de tornillos y espárragos.

La norma UNE 17-051, equivalente a la ISO 888, establece cuáles son las series de longitudes nominales "l" normalizadas para tornillos y espárragos. Asimismo, contiene las fórmulas para determinar la longitud roscada "b" en función del diámetro nominal "d" y la longitud nominal "l". En la tabla 12.1 se muestran las longitudes nominales y las fórmulas para obtener las longitudes roscadas.

Longitudes nominales "l" de los tornillos y de los espárragos

2	2,5	3	4	5	6	(7)	8	(9)	10	(11)	12	14	16	(18)
20	(22)	25	(28)	30	(32)	35	(38)	40	45	50	55	60	65	70
75	80	85	90	(95)	100	(105)	110	(115)	120	(125)	130	140	150	160
170	180	190	200	220	240	260	280	380	Deben evitarse los valores entre paréntesis					

Longitudes nominales "l" en mm		Longitud roscada "b"
Mayor de 0	hasta 125	$2 d + 6$
Mayor de 125	hasta 200	$2 d + 12$
Mayor de 200		$2 d + 25$
		d = diámetro nominal rosca

TABLA 12.1. Longitudes nominales y roscadas para tornillos y espárragos.

12.4.5. Designación de los tornillos

Los tornillos se designan mediante la designación completa de la rosca, seguida del símbolo "x", de la longitud total, de la clase de calidad (ver sección 12.11) y de la norma que lo define. Por ejemplo:

Un tornillo de cabeza cuadrada de cuello cilíndrico de 10 mm de diámetro de paso normal, perfil métrico ISO, longitud 50 y clase de calidad 5,6 se designaría: tornillo M10 $\times$ 50, clase 5,6 DIN 480.

Un tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal de 30 mm de diámetro de paso 1,5 mm, perfil métrico ISO, longitud 70 y clase de calidad 5,6 se designaría: tornillo M30 $\times$ 1,5 $\times$ 70, clase 5,6 DIN 912.

En el caso de que sea necesario y para evitar posibles confusiones, se puede especificar también el tipo de cabeza y el tipo de extremo. Por ejemplo:

Un tornillo de cabeza cuadrada de cuello cilíndrico de 10 mm de diámetro de paso normal, perfil métrico ISO, longitud 50 y clase de calidad 5,6 se designaría: tornillo de cabeza cuadrada y extremo con espiga M10 $\times$ 50, clase 5,6.

12.5. Tuercas

Una tuerca es un elemento con un orificio roscado y va roscada a un tornillo, espárrago, etc., y realiza una de estas dos funciones:

- Sujetar elementos. Recibe entonces el nombre de tuerca de montaje. Es la función más importante, según se muestra en la figura 12.20.
- Transformar movimientos.

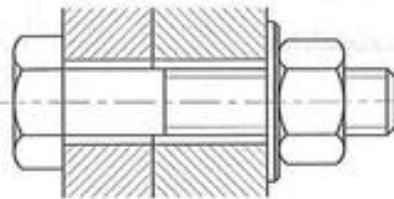


FIGURA 12.20. Tuerca de montaje.

Sólo se estudiarán aquí las tuercas destinadas a montaje. Éstas pueden ser de dos tipos:

- Tuercas apretadas con llave.
- Tuercas apretadas a mano.

12.5.1. Tuercas apretadas con llave

Son las tuercas más extendidas y gracias a la llave su apriete es muy eficaz. Los tipos principales, junto con las normas que los definen, aparecen representados en la figura 12.21. Como con los tornillos, existe prácticamente un tipo de tuerca para cada aplicación.

Las *tuercas hexagonales* son las más habituales. Existen varios tipos, aunque la tuerca definida según DIN 934 es la de aplicación más común. La *tuerca rebajada* (DIN 936) se emplea habitualmente como contratuerca (figura 12.22a). La *tuerca hexagonal alta* (DIN 30389) no se utiliza mucho, sólo se emplea cuando la tuerca tiene que ser menos resistente que el tornillo. Para casos especiales, sobre todo en series de pequeños diámetros, pueden usarse las *tuercas hexagonales de extremos planos* (DIN 431 y DIN 439). Estas últimas suelen utilizarse en valvulería y equipos electrónicos.

Las *tuercas con refuerzo* (DIN 6331) evitan el empleo de arandela debido a la mejor superficie de apoyo que presentan.

Por otro lado, las *tuercas ciegas* (DIN 1875) presentan uno de los lados cerrados, impidiendo de este modo que sobresalga el tornillo por ese extremo.

Las *tuercas con asiento esférico* (DIN 6330) se emplean cuando la cara de apoyo es oblicua en relación con el eje del tornillo. Para su utilización se debe mecanizar la pieza con un alojamiento cónico o utilizar una arandela intermedia especial con asiento esférico (figura 12.22c).

En cuanto a las *tuercas almenadas* (DIN 935 y 937) y las *tuercas perforadas* (DIN 35388), se emplean cuando se quiere conseguir la inmovilización de la tuerca. Llevan un taladro o unas almenas por donde se monta un pasador que se dobla para impedir su desalojo (figura 12.22b). Cuando hay que mover la tuerca es necesario cambiar el pasador.

Las *tuercas cuadradas* (DIN 557 y 562) presentan una superficie de apoyo importante y se utilizan sobre todo en construcción. Las aristas de estas tuercas se redondean con menos facilidad que las de las hexagonales al apretarlas o aflojarlas con las llaves, por lo que se utilizan en montajes y desmontajes frecuentes.

Las *tuercas cilíndricas* (DIN 546, 547, 548) y *octogonales* (DIN 431) se aprietan con mayor dificultad que todas las anteriores. Se usan en la industria eléctrica y electrónica y en mecanismos de precisión. Normalmente se necesita una llave especial para su accionamiento.

Por último, existen distintos tipos de tuercas especiales, tales como las *tuercas de seguridad* (DIN 985 y 986, DIN 7967, DIN 929) que tienen formas y constitución especiales, según se verá más adelante, con el fin de evitar que se aflojen las uniones roscadas en que intervienen.

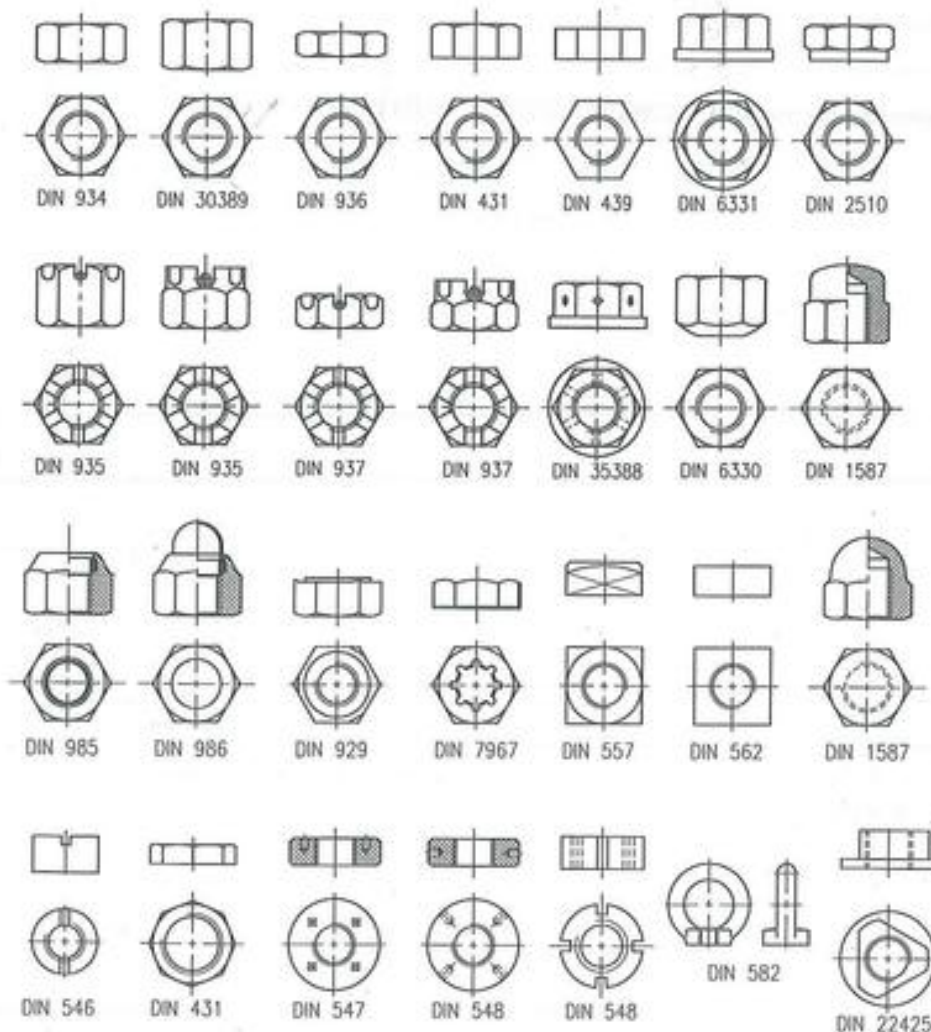


FIGURA 12.21. Tuercas apretadas con llave.

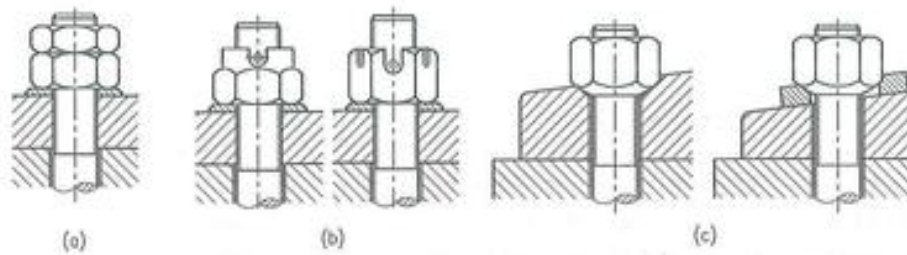


FIGURA 12.22. Uso de tuercas.

12.5.2. Tuercas apretadas a mano

Son tuercas cuyo apriete es malo, aunque éste depende de la forma. Su característica más importante es su rapidez de maniobra.

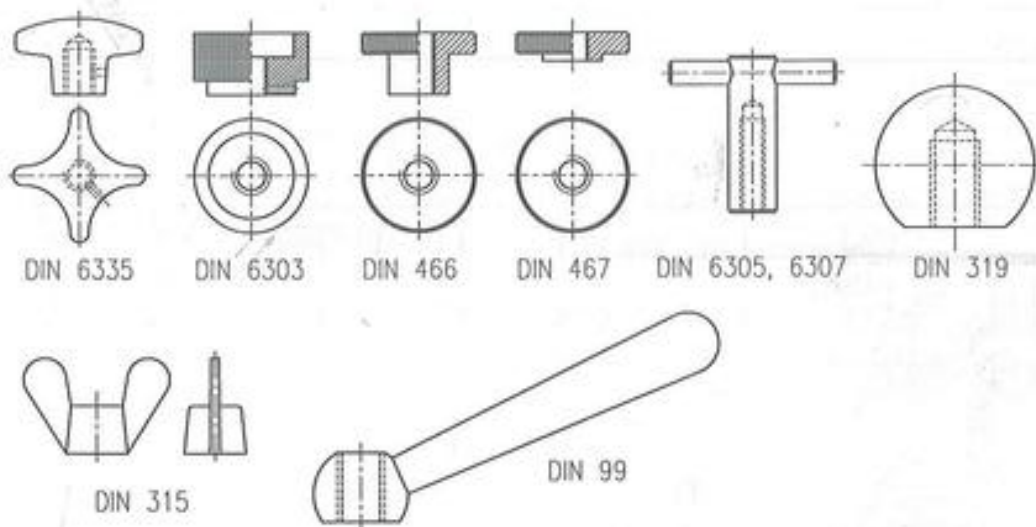


FIGURA 12.23. Tuercas apretadas a mano.

Algunas *tuercas de mariposa* (DIN 315) presentan unas "alas" dependiendo del proceso de fabricación.

Las *tuercas moleteadas* (DIN 6303, 466, 467) tienen la superficie exterior moleteada para que no resbalen al apretarlas con la mano.

Por su parte, las *tuercas con travesaño* (DIN 6335) inmovilizan la unión mediante un prisionero o un pasador que se introduce en un taladro realizado cuando la tuerca y el tornillo están montados.

Por último, existen tuercas especiales como por ejemplo las *esféricas* (DIN 319) y las *de manivela* (DIN 99), cada una con distintas funciones específicas.

12.5.3. Designación de las tuercas

Las tuercas se designan mediante la designación completa de la rosca, seguida de la clase de calidad (ver sección 12.11) y de la norma que la define. Por ejemplo:

Una tuerca hexagonal estrecha de M10 y clase de calidad 8 se designaría: tuerca M10 clase 8 DIN 936.

12.6. Pernos

Un *perno* se compone de un tornillo y una tuerca del mismo diámetro nominal (figura 12.24). Las piezas que se van a ensamblar con un perno deben tener agujeros pasantes (sin roscar). El ensamblaje se produce por la presión de unas piezas con otras debido al apriete ejercido por la unión roscada tuerca-tornillo. Para conseguir un apriete eficaz, los tornillos deben quedar inmovilizados respecto al giro. Por este motivo existen (figura 12.24) tornillos con cuello cuadrado, con prisioneros o con formas de cabezas especiales u otros sistemas de inmovilización de la cabeza del tornillo.

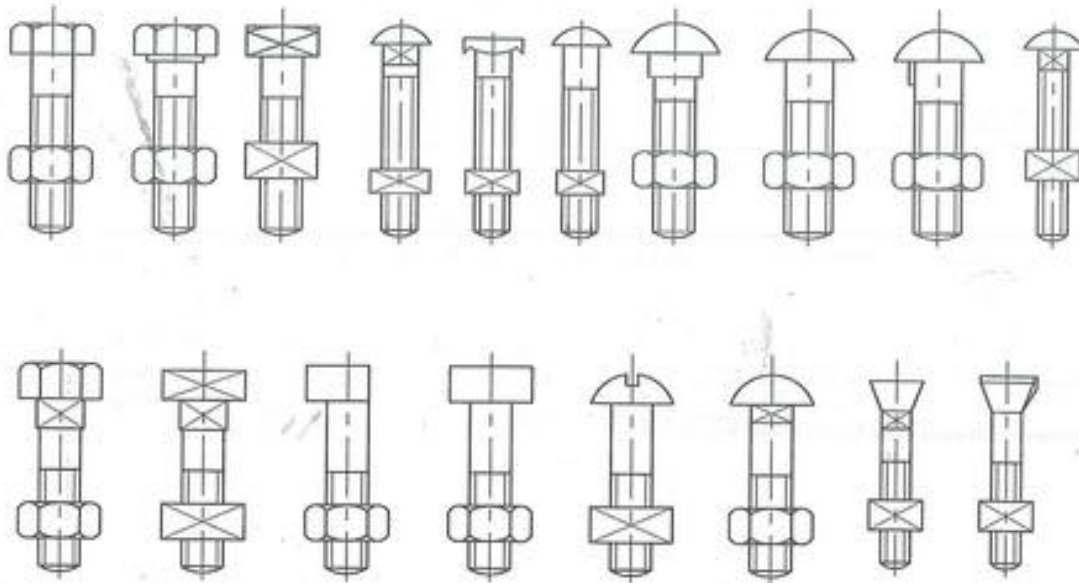


FIGURA 12.24. Pernos.

El perno más habitual es el de tornillo y tuerca hexagonal. Se emplea en los montajes más comunes, ya que permite un apriete muy eficaz. Cuando la tensión a que está sometida la unión que soporta el perno es muy elevada, se usan pernos de alta resistencia, formados por un tornillo reforzado en su cabeza, con un resalte cilíndrico y un radio de acuerdo en la espiga que disminuye las concentraciones de tensiones (figura 12.25).

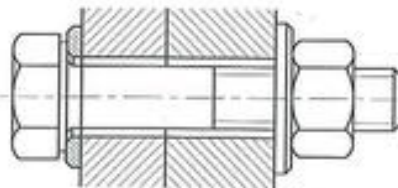


FIGURA 12.25. Perno de alta resistencia.

El perno formado por un tornillo de cabeza cuadrada (figura 12.26) se utiliza como perno con la cabeza embutida, de forma que la cabeza queda embutida en un alojamiento con dos caras planas, consiguiéndose de este modo el bloqueo de giro de la cabeza del tornillo. Se utiliza por ejemplo en las ranuras en T de los platos de las máquinas herramienta.

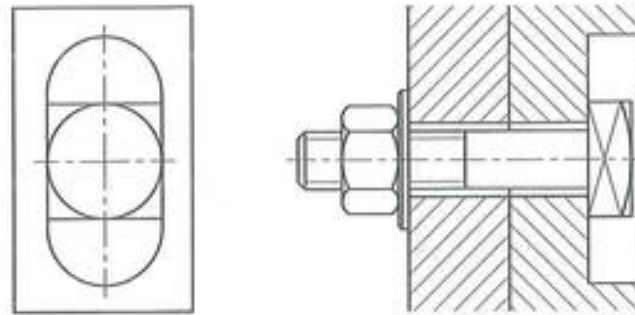


FIGURA 12.26. Perno de tornillo de cabeza cuadrada.

En los pernos de cabeza cilíndrica, de cabeza redonda y de cabeza avellanada (figura 12.27), para inmovilizar la cabeza del tornillo éste tiene un saliente forjado o se coloca un prisionero adicional.

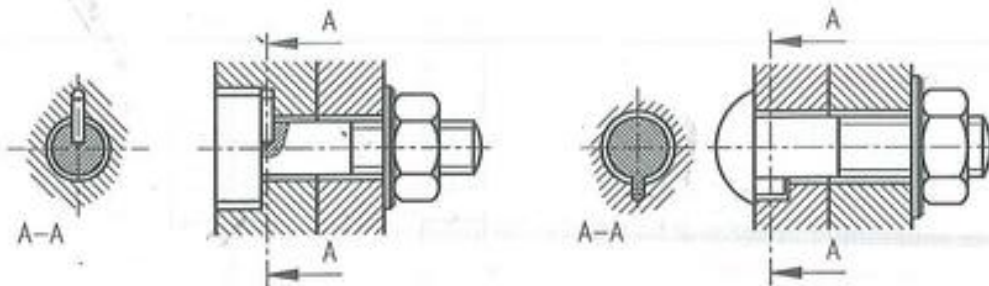


FIGURA 12.27. Pernos con prisionero.

Los pernos se designan como:

Perno "tipo de tornillo" "designación de la rosca" $\times$ longitud, "tipo de tuerca".

Ejemplo:

Perno tornillo DIN 479, M10 $\times$ 50, tuerca DIN 934 es un perno de tornillo de cabeza cuadrada, tuerca hexagonal, rosca métrica ISO, diámetro 10, longitud del tornillo 50.

12.7. Espárragos metálicos

Un espárrago (figura 12.28) está formado por un vástago roscado por sus dos extremos, en uno de los cuales hay una tuerca de igual diámetro nominal. Entre las dos partes roscadas hay siempre una porción lisa sin roscar. En el espárrago, un extremo es plano con chaflán y el otro bombeado. Para evitar errores de montaje, el extremo plano achaflanado es el correspondiente a la parte a atornillar y el extremo bombeado el correspondiente a la parte libre (donde va colocada la tuerca). Los espárragos aparecen normalizados en las normas DIN 938, 939, 835 y 940 y en las normas UNE 17-080-66, 17-081-66, 17-082-66, 17-083-66, 17-084-66, 17-085-66, 17-086-66.

Los espárragos se utilizan en lugar de los tornillos cuando el metal de la pieza es poco resistente o cuando es necesario desmontarlo con frecuencia. También, pueden sustituir a los pernos cuando las piezas a ensamblar tienen mucho espesor.

Se considera como longitud nominal del espárrago "l" (figura 12.28b) la parte que sobresale del material después de atornillado.

Los espárragos se designan como:

Espárrago "designación de la rosca del extremo empotrado (si es distinta de la del extremo libre) "designación de la rosca del extremo libre" × "longitud nominal" norma correspondiente.

Ejemplo:

Espárrago M20 × 50 UNE 17-084-66

Se trataría en este caso de un espárrago de diámetro nominal 20, rosca métrica ISO, longitud libre 50 (aparece representado en la figura 12.28c).

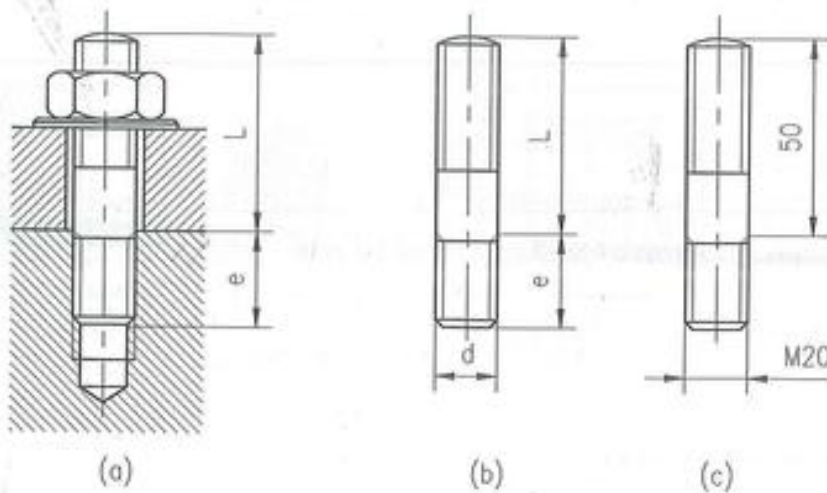


FIGURA 12.28. Espárrago.

12.8. Arandelas

Las arandelas son elementos que se colocan entre la tuerca (o la cabeza del tornillo) y la pieza a unir. Su función principal es evitar que la pieza se raye y aumentar al mismo tiempo la superficie de apoyo. Además, algunos tipos de arandelas permiten la inmovilización de los tornillos y tuercas.

Dentro de las arandelas que cumplen únicamente la función de apoyo, existen varios tipos, aunque las más normales son las arandelas planas y las arandelas abiertas.

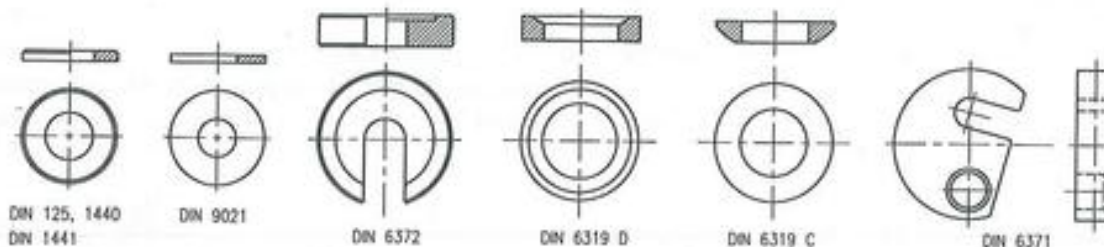


FIGURA 12.29. Arandelas.

Las *arandelas planas* (DIN 125, 1440, 1441) son las más usuales, y se utilizan para aumentar la superficie de apoyo entre la tuerca o la cabeza del tornillo y la pieza sobre la que apoyan.

En cuanto a las *arandelas abiertas* (DIN 6732), permiten el desmontaje de una pieza sin que sea necesario desmontar la tuerca.

Las *arandelas convexas* (DIN 6319 C) y *cóncavas* (DIN 6319 D) se utilizan cuando se usan tuercas con asiento esférico (figura 12.30a) o montajes con tuercas hexagonales normales en las que el eje del tornillo no es perpendicular al de la superficie de apoyo de la arandela (figura 12.30b).

Para el bloqueo de piezas adicionales se utilizan las *arandelas pestillo* (DIN 6371).

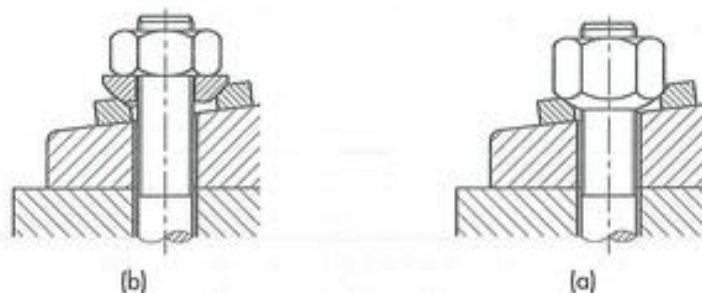


FIGURA 12.30. Empleo de arandelas cóncavas y convexas.

En la figura 12.31 se muestran otro tipo de arandelas. Son las denominadas genéricamente *arandelas elásticas* y se usan como elementos de seguridad para evitar que se aflojen las uniones roscadas. Su empleo se verá con más detalle en secciones posteriores.

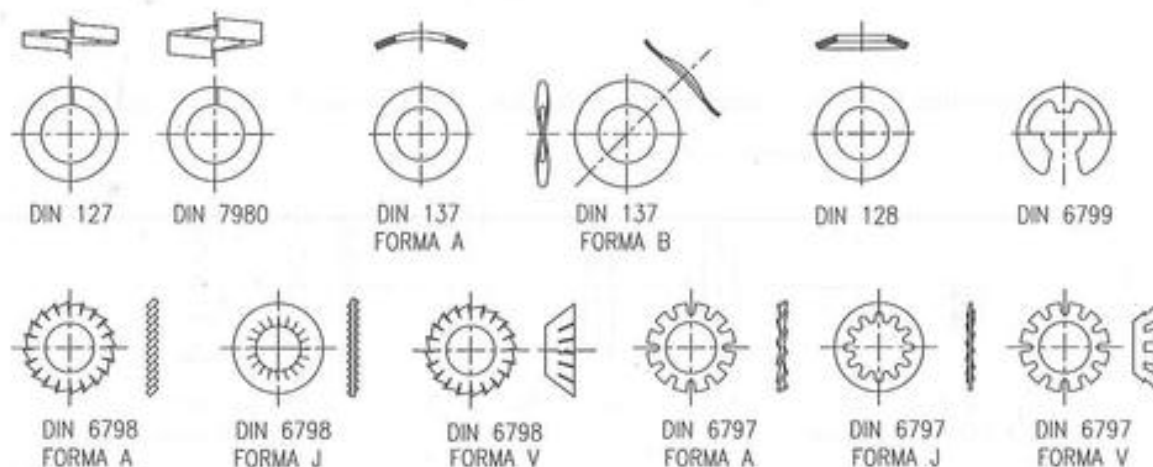


FIGURA 12.31. Arandelas elásticas.

12.9. Pasadores

Un pasador es una varilla metálica que sirve para inmovilizar una pieza respecto a otra (pasador de sujeción, figura 12.32a) o para asegurar la posición relativa de dos piezas (pasador de posición, figura 12.32b). En determinadas ocasiones el pasador también puede ejercer la función de elemento de guía o de articulación (figura 12.32c).

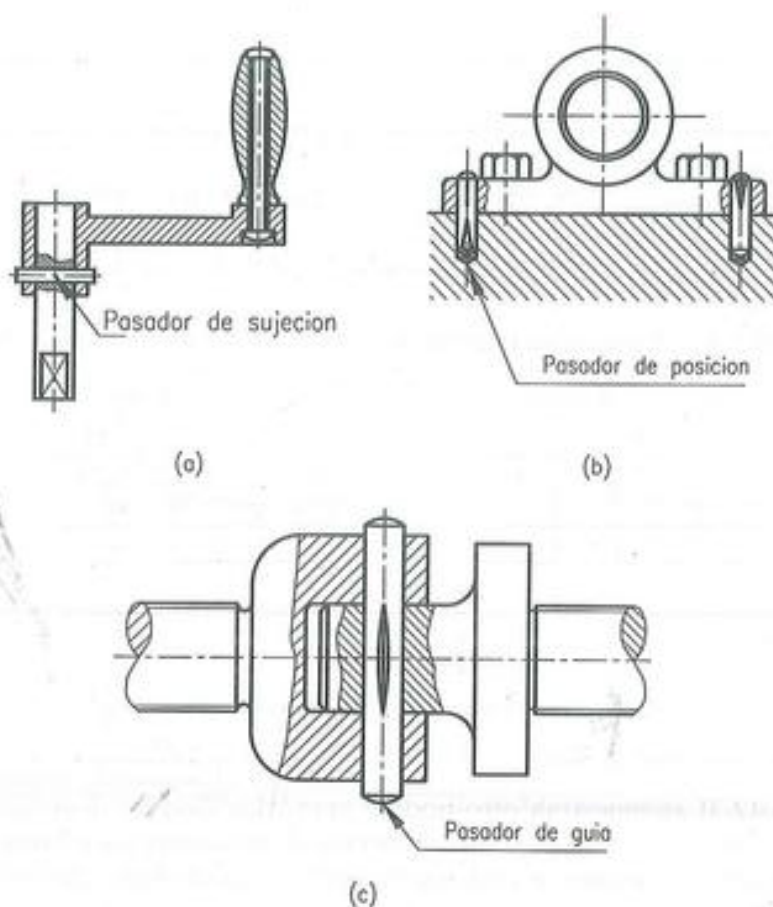


FIGURA 12.32. Función de los pasadores.

Existen distintos tipos de pasadores normalizados, como se puede observar en la figura 12.33.

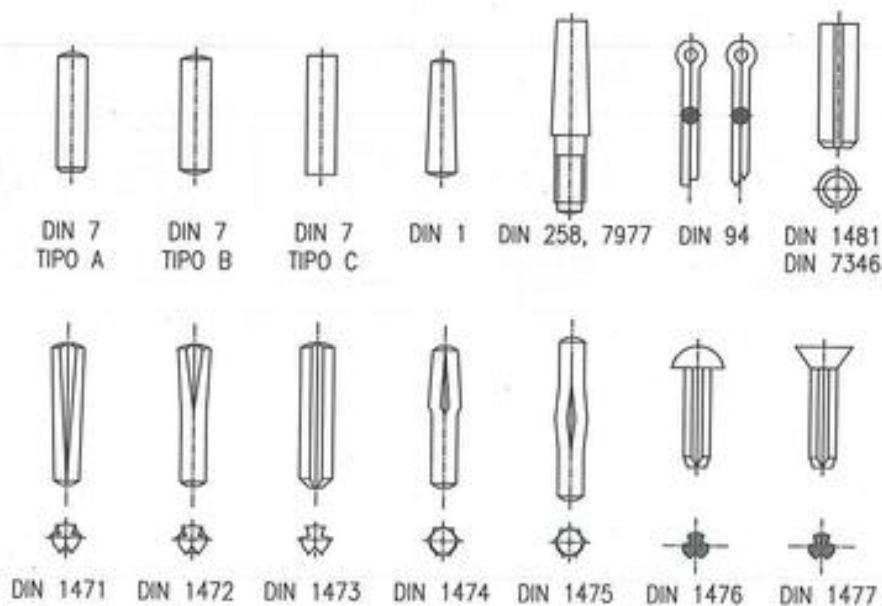


FIGURA 12.33. Pasadores.

Los tipos de pasadores más normales son:

Los *pasadores cónicos* (DIN 1) permiten la inmovilización de casquillos, tuercas, empuñaduras, etc., sobre un eje (figura 12.34a). El alojamiento del pasador se mecaniza cónico (conicidad 1:50) una vez ensambladas las dos piezas.

Los *pasadores de aletas* (figura 12.34b) tienen la forma de una horquilla. Una vez introducidos en su alojamiento se doblan los extremos abiertos impidiendo su desmontaje. Estos pasadores se utilizan fundamentalmente como inmovilizadores de tuercas. Requieren que el taladro donde se van a alojar tenga un posicionamiento bastante preciso. También se utilizan para inmovilizar lateralmente ejes de articulación (figura 12.34c).

Los *pasadores cilíndricos* (figura 12.34d), DIN 7, se emplean tanto como pasadores de inmovilización como de posición. Tienen tres formas específicas (A, B y C). La fijación de estos pasadores se realiza mediante un ajuste con aprieto sobre una de las piezas y con juego sobre la otra. El pasador tipo A tiene tolerancia dimensional $m6$, el de forma B $h8$ y el de forma C $h11$. La tolerancia del agujero con juego debe ser $G6$ y la del ajuste con aprieto $P6$.

Cuando los pasadores cónicos normales no pueden extraerse una vez colocados se utilizan los *pasadores cónicos con espiga roscada* (DIN 258 y DIN 7977). La espiga añadida hace posible sacarlos por medio de una tuerca. Se utilizan en máquinas como pasadores de posición para asegurar la posición relativa de varias piezas, consiguiéndose una elevada precisión en el centrado de las piezas.

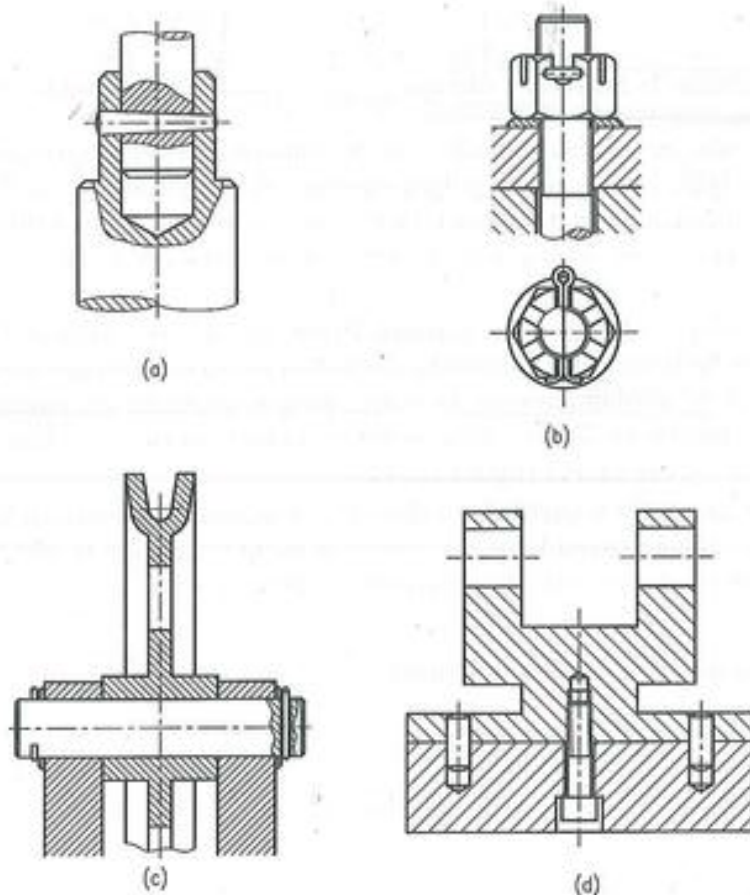


FIGURA 12.34. Aplicaciones de distintos tipos de pasadores.

Los pasadores cilíndricos anteriores requieren ajustes precisos. Para realizar montajes más económicos y suficientemente precisos se utilizan pasadores que sujetan por deforma-

ción elástica. De esta forma, no es necesario fabricar los taladros que sirven de alojamiento a los pasadores de una forma demasiado rigurosa.

Los *pasadores ranurados* (DIN 1471, 1472, 1473, 1474, 1475, 1476, 1477) tienen varias ranuras a lo largo de sus generatrices que admiten una pequeña deformación y ejercen un apriete. En la figura 12.35 se muestran distintas aplicaciones de estos pasadores, usados unas veces como pasadores de posición, otras como pasadores de sujeción y otras como guía.

Por último, los *pasadores elásticos* se obtienen por arrollamiento de un fleje de alta resistencia. Se pueden utilizar como pasadores de inmovilización o como casquillos que preservan a los tornillos de esfuerzos de cortadura.

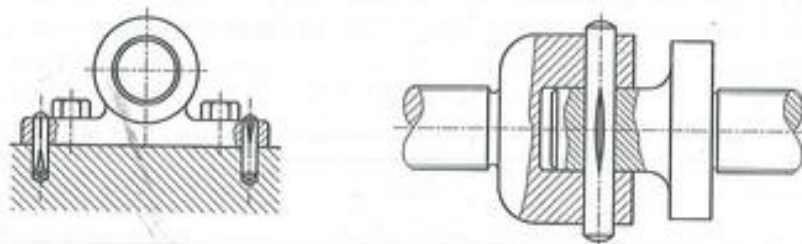


FIGURA 12.35. Aplicaciones de pasadores ranurados.

12.10. Inmovilización de tornillos y tuercas

La inmovilización de tuercas y tornillos tiene como objeto evitar que se aflojen las uniones roscadas sometidas a vibraciones, golpes, cambios de temperatura, etc. Para ello, existen distintos tipos de montajes que garantizan en mayor o menor grado esta inmovilización. Las formas más normales de inmovilización de acoplamientos roscados son:

- *Inmovilizaciones de relativa seguridad.* Estos montajes garantizan el contacto entre los flancos de la tuerca y el tornillo, sin embargo no garantizan por completo la imposibilidad de aflojamiento de la unión, ya que depende del rozamiento entre los flancos de las roscas. Se basan en aumentar la presión entre los flancos de las roscas del tornillo y de la tuerca (figura 12.36a).
- *Inmovilizaciones de seguridad absoluta.* Estos montajes garantizan la inmovilización por medio de un obstáculo que se opone al aflojamiento de la tuerca o del tornillo. Si no se retira el obstáculo, no se podrá aflojar la unión.

12.10.1. Inmovilización de relativa seguridad

A) Inmovilización por encolado

Se utiliza para ello una cola (Loctite, Araldite, etc.) o un barniz especial.

B) Contratuerca

Para realizar una inmovilización con una contratuerca se bloquea en primer lugar la tuerca contra la pieza. Seguidamente se atornilla la contratuerca (figura 12.36b) y se bloquea ésta contra la tuerca, de forma que queden las dos tuercas apretadas contra la pieza. Normalmente se utilizan como contratuercas tuercas hexagonales rebajadas (DIN 936).

C) Arandelas grower

La inmovilización (figura 12.36c) se consigue gracias a la elasticidad de la *arandela grower* (DIN 127). La eficacia de esta inmovilización viene aumentada por la incrustación de los extremos salientes en la tuerca (o en la cabeza del tornillo) y en la pieza.

D) Arandelas dentadas

Estas arandelas (DIN 6798, 6797) consiguen la inmovilización gracias a la elasticidad de los dientes (figura 12.36d). La eficacia de las mismas se ve incrementada por la incrustación de las aristas en las piezas que se van a inmovilizar.

E) Arandelas Belleville

La arandela Belleville (DIN 128) presenta una forma troncocónica. Después del apriete queda plana, pero no pierde sus propiedades elásticas y actúa como un potente resorte axial. De esta forma se asegura una gran presión de contacto entre los filetes de la rosca. Se pueden colocar varias arandelas superpuestas, aumentando así el efecto resorte incrementando entonces la presión entre filetes.

Se utilizan sobre todo para inmovilizar tuercas en piezas sometidas a vibraciones y choques. El contacto es permanente en todo momento entre las piezas, y la marca que dejan es mucho menor que la que dejaría cualquier otro tipo de arandela.

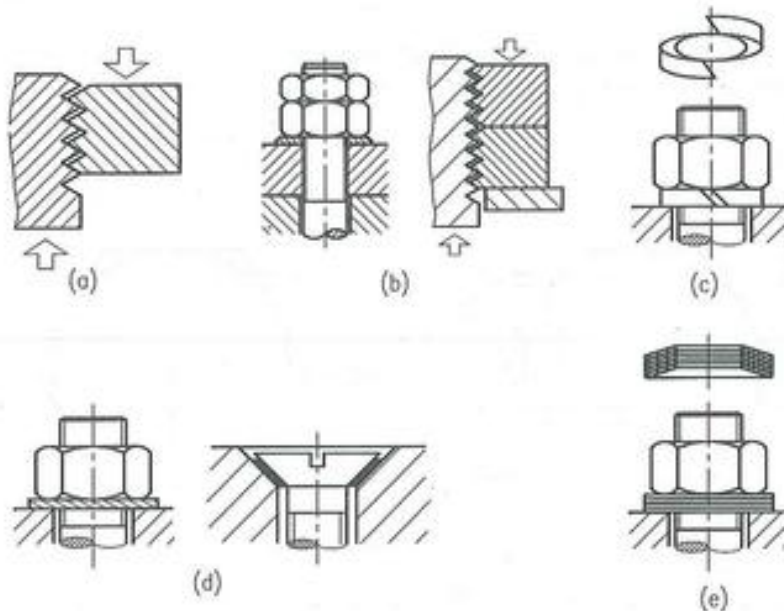


FIGURA 12.36. Inmovilización de uniones roscadas. Contratuercas y arandelas elásticas.

F) Tuercas de seguridad

Las *tuercas autoblocantes* (DIN 986 y DIN 987) que se observan en la figura 12.37a tienen un anillo de material sintético (nylon, teflón, etc.) en el que penetran los filetes del tornillo al roscar la tuerca.

En cuanto a la *tuerca de seguridad* (DIN 7967), fabricada en chapa, consigue el bloqueo de la unión por el efecto elástico de los dientes roscados de inmovilización (figura 12.37b).

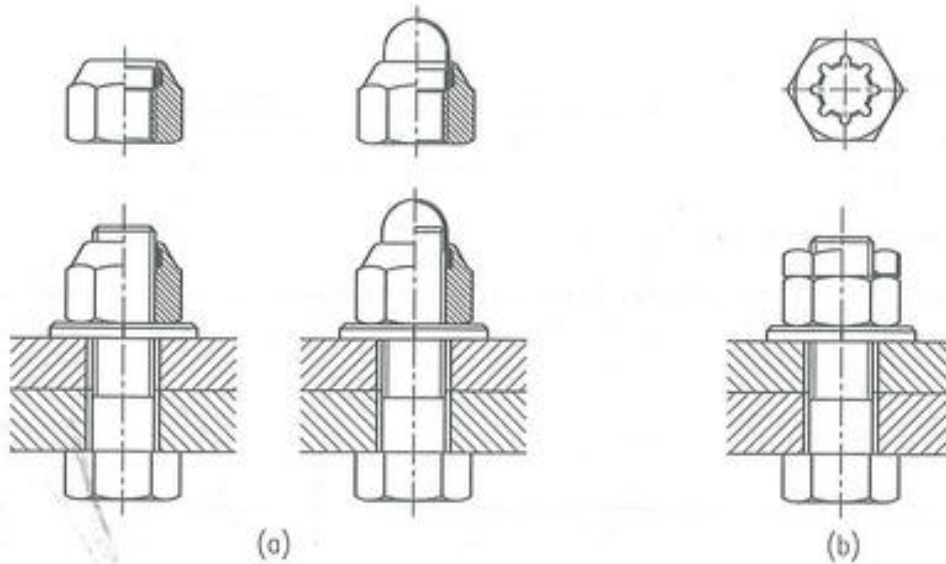


FIGURA 12.37. Inmovilización de uniones roscadas mediante tuercas de seguridad.

12.10.2. Inmovilización total de tornillos y tuercas

A) Inmovilización por alambre

Si se taladran las cabezas de dos tornillos o de dos tuercas, se pueden inmovilizar mediante un alambre que pase por los agujeros atándolo después. El alambre utilizado suele ser de latón recocido o de acero inoxidable (figura 12.38). Este tipo de inmovilización se usa por ejemplo para colocar *precintos*.

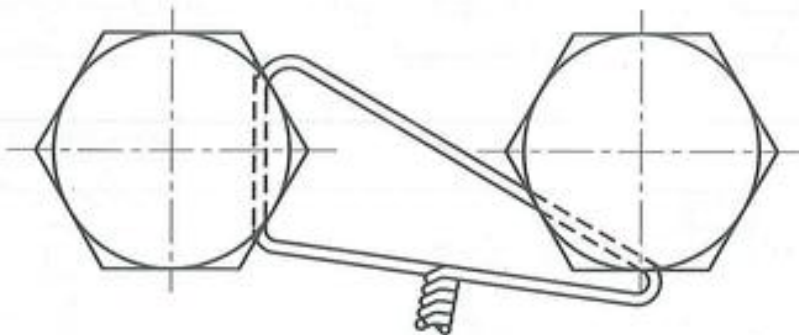


FIGURA 12.38. Inmovilización por alambre.

B) Tuercas almenadas y pasadores de aletas

Uno de los sistemas más utilizados es el de *tuercas almenadas* y *pasadores de aletas*. El pasador atraviesa una de las aristas a través de un agujero realizado previamente en el tornillo. Por ahí se introduce el pasador, doblando los extremos hacia afuera. Cada vez que se desee desmontar la tuerca se debe romper el pasador y sustituirlo por uno nuevo en el montaje (figura 12.39a).

C) Tuercas de fijación y arandelas de retención

La *arandela de retención* tiene varias lengüetas en el exterior y una en el interior. La interior se encaja en una ranura del árbol y una de las exteriores en la entalla de la tuerca. Consiguiendo de este modo una inmovilización total. Se suelen utilizar para bloquear el aro interior de un rodamiento (figura 12.39b).

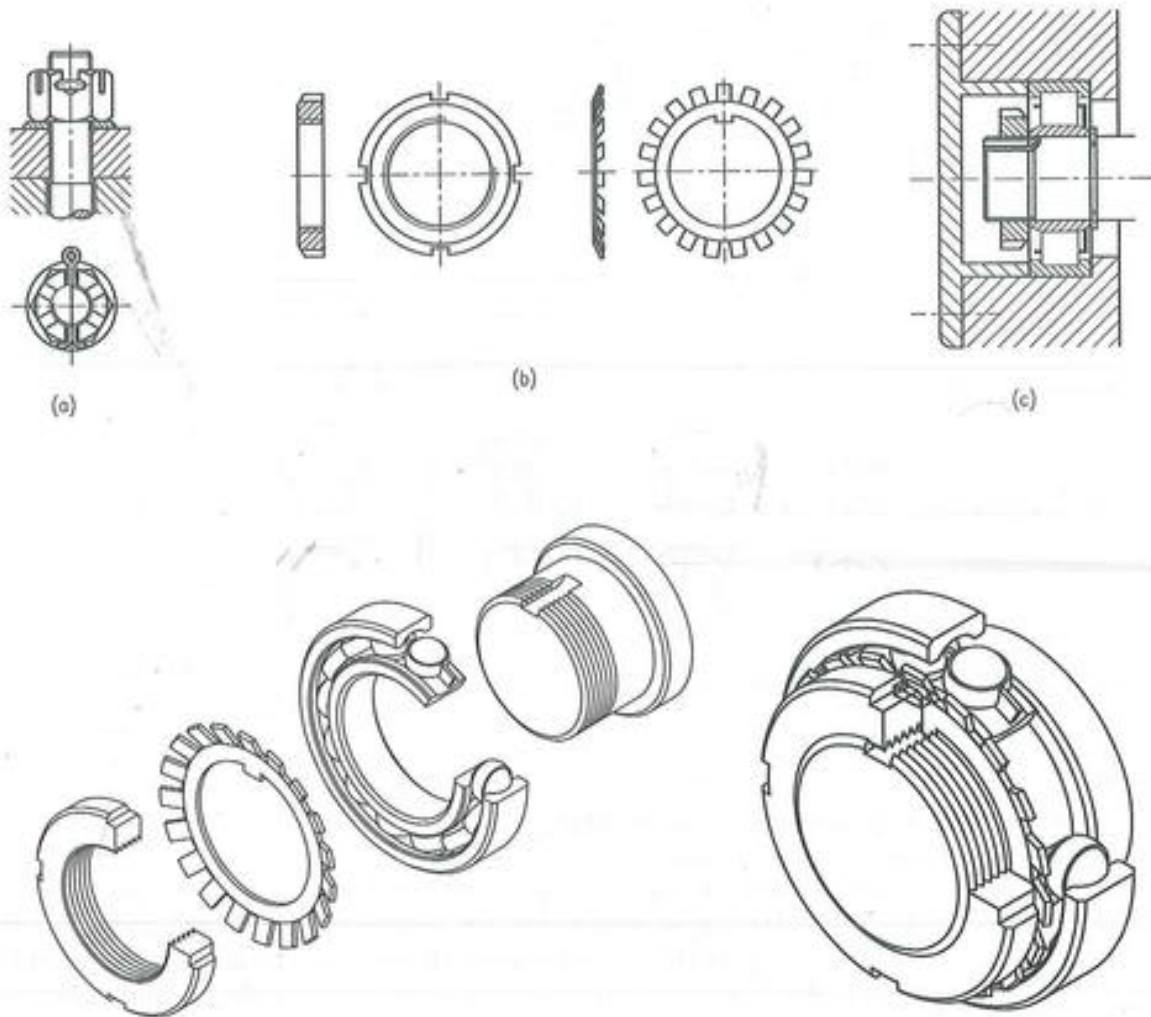


FIGURA 12.39. Fijación mediante tuercas almenadas y tuerca de fijación y arandela de retención.

D) Inmovilizadores de chapa o plaquitas tope

Este tipo de inmovilizadores son placas con formas variadas (figura 12.40). La inmovilización de la placa se obtiene por medio del doblado de un borde sobre uno de los planos de la pieza y el otro borde sobre el tornillo o la tuerca (figura 12.40). Las cazoletas de seguridad se utilizan para tornillos de cabeza cilíndrica.

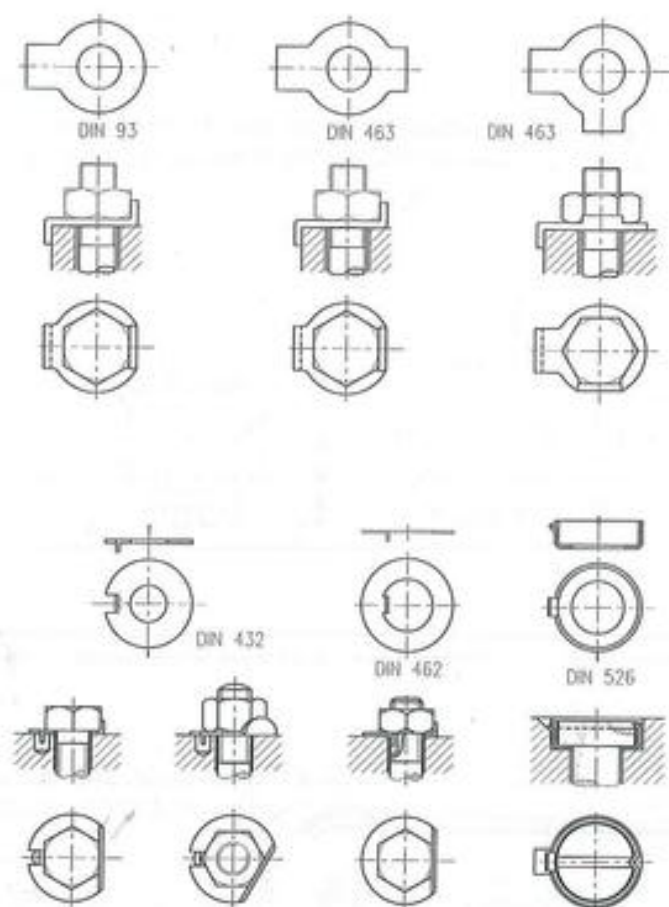


FIGURA 12.40. Inmovilizadores de chapa.

12.11. Calidades de los materiales de tornillería

Los niveles de calidad definen los materiales para tornillería de acuerdo con sus características mecánicas. La simbolización se indica con dos números. El primero corresponde aproximadamente a la décima parte de la resistencia mínima a la tracción (R_m) expresada en kp/mm^2 . El segundo multiplicado por el primero da aproximadamente el límite elástico aparente (R_e) en kp/mm^2 .

En la tabla 12.2 se enumeran las distintas calidades utilizadas para tuercas y tornillos.

Clases de calidad para tornillos y espárragos					
3,6	4,6	4,8	5,6	5,8	6,6
6,8	6,9	8,8	10,9	12,9	14,9
Clases de calidad para tuercas					
4	5	6	8	10	12
14					
Una tuerca roscada a un tornillo de la misma calidad (por ejemplo 6 para un tornillo de 6,8) resiste hasta que el tornillo rompe.					

TABLA 12.2. Clases de calidad para tornillos y tuercas.

12.12. Llaves para tornillos y tuercas

Existen distintas llaves fijas para apretar tornillos y tuercas. Las más habituales son las llaves fijas representadas en las figuras 12.41a y 12.41b, utilizadas para cabezas hexagonales, y las llaves específicas para tornillos Allen (figura 12.41c).

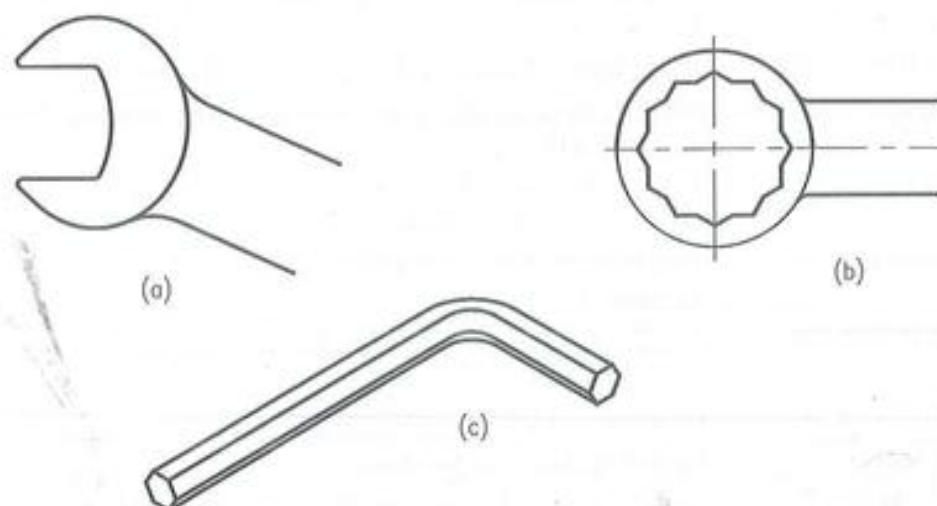


FIGURA 12.41. Llaves fijas.

12.13. Normativa

Además de las normas DIN citadas en todo el capítulo, existen distintas normas UNE de aplicación.

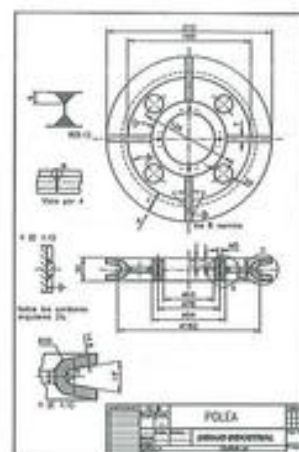
Norma	Título
UNE 1 108 83	Representación convencional de roscas.
UNE 17 001 63 2R	Roscas. Definiciones.
UNE 17 006 61 1R	Tornillos con rosca cortante. Denominaciones. Representación gráfica.
UNE 17 008 57	Perfiles de roscas cortantes.
UNE 17 009 57	Tornillos de rosca cortante con cabeza cilíndrica.
UNE 17 010 57	Tornillos de rosca cortante con cabeza bombeada.
UNE 17 011 57	Tornillos de rosca cortante con cabeza semiesférica.
UNE 17 015 57	Tornillos de rosca cortante con cabeza hexagonal exterior.
UNE 17 016 57	Tornillos de rosca cortante con cabeza avellanada.
UNE 17 017 57	Tornillos de rosca cortante con cabeza avellanada y bombeada.
UNE 17 018 57	Tornillos de rosca cortante con cabeza bombeada y ranura en cruz.
UNE 17 019 57	Tornillos de rosca cortante con cabeza avellanada bombeada y ranura en cruz.
UNE 17 020 57	Tornillos de rosca cortante. Diámetro del agujero.

Norma	Título
UNE 17 021 58	Tornillos con cabeza de martillo.
UNE 17 050 78 3R	Tornillos, tornillos sin cabeza y espárragos. Acotados longitudinales.
UNE 17 051 78 1R	Tornillos y espárragos. Longitudes nominales y longitudes roscadas.
UNE 17 052 78 2R	Entrecaras, altura de cabeza y altura de tuerca.
UNE 17 054 76 (1) 1R	Tuercas hexagonales almenadas de rosca métrica. Diámetros nominales de 4 a 39 mm.
UNE 17 054 76 (2)	Tuercas hexagonales almenadas de rosca métrica. Diámetros nominales de 42 a 100 mm.
UNE 17 056 81 1R	Tornillos de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal. Producto de clase A.
UNE 17 058 78 2R	Agujeros pasantes para tornillos de rosca métrica. Diámetros de rosca de 1,6 a 39 mm inclusive.
UNE 17 059 78 2R	Pasadores abiertos. Serie métrica.
UNE 17 060 64	Pasadores cónicos. Medidas.
UNE 17 061 79 2R	Pasadores cilíndricos no endurecidos. Dimensiones. Serie métrica.
UNE 17 062 64	Llaves acodadas para tornillos accionados por hexágono interior.
UNE 17 065 66	Arandelas planas negras. Medidas.
UNE 17 066 68	Arandelas planas pulidas para tornillos y tuercas hexagonales. Medidas.
UNE 17 067 66	Extremidades de los tornillos con agujero para pasador.
UNE 17 069 64	Arandelas planas pulidas. Tipo reducido. Medidas.
UNE 17 070 64	Arandelas planas negras para pasadores. Medidas.
UNE 17 071 64	Arandelas planas pulidas para pasadores. Medidas.
UNE 17 072 64	Tuercas hexagonales rebajadas. Medidas métricas.
UNE 17 073 65	Espacio libre para las llaves planas.
UNE 17 074 65	Espacio libre para las llaves de tubos.
UNE 17 076 69	Extremo de los tornillos. Medidas métricas.
UNE 17 077 80 1R	Tornillos y espárragos. Salidas de rosca.
UNE 17 078 65	Arandelas elásticas de retención para ejes.
UNE 17 079 68	Arandelas de seguridad con estribo interior.
UNE 17 080 66	Espárragos de rosca métrica. Representación gráfica y denominaciones.
UNE 17 081 66	Espárragos con extremo empotrado corto. Rosca métrica. Serie A.
UNE 17 082 66	Espárragos con extremo empotrado corto. Rosca métrica. Serie A en el extremo empotrado y serie B en el vástago.
UNE 17 083 66	Espárragos con extremo empotrado medio. Rosca métrica. Serie A.
UNE 17 084 66	Espárragos con extremo empotrado medio. Rosca métrica. Serie A en el extremo empotrado y serie B en el vástago.

Norma	Título
UNE 17 085 66	Espárragos con extremo empotrado largo. Rosca métrica. Serie A.
UNE 17 086 66	Espárragos con extremo empotrado largo. Rosca métrica. Serie A en el extremo empotrado y serie B en el vástago.
UNE 17 087 79 1R	Radio de acuerdo entre la cabeza y el vástago del tornillo.
UNE 17 088 79 1R	Tornillos de cabeza cilíndrica ranurada. Serie métrica.
UNE 17 089 79 1R	Tornillos de cabeza cilíndrica redondeada y ranurada. Serie métrica.
UNE 17 090 67	Pitón roscado con ranura y punta cónica. Rosca métrica.
UNE 17 091 71	Pitón roscado con ranura y extremo plano achaflanado. Rosca métrica.
UNE 17 092 71	Pitón roscado con ranura y extremo de tetón largo. Rosca métrica.
UNE 17 094 67	Tirafondos con cabeza hexagonal.
UNE 17 097 76	Tornillos de cabeza avellanada, plana ranurada.
UNE 17 098 80 1R	Tornillos de cabeza avellanada, abombada ranurada. Serie métrica.
UNE 17 105 70	Muesca cruciforme para accionamiento de tornillería. Medidas fundamentales.
UNE 17 108 81	Tornillos y tuercas de acero. Momentos de apriete.
UNE 17 701 79 2R	Rosca métrica ISO. Perfil de base.
UNE 17 702 78 2R	Rosca métrica ISO. Serie general de diámetros y pasos.
UNE 17 703 78 2R	Rosca métrica ISO. Selección de diámetros y pasos para tornillería. Diámetros de 1 a 39 mm.
UNE 17 704 78 2R	Rosca métrica ISO de empleo general. Medidas básicas.
UNE 17 707 78 1R	Rosca métrica ISO para usos generales. Tolerancias. Principios y datos básicos.
UNE 17 708 78 2R	Rosca métrica ISO para usos generales. Tolerancias. Límites de dimensiones para roscas de tornillos y tuercas comerciales. Calidad media.
UNE 17 709 78 1R	Rosca métrica ISO para usos generales. Tolerancias. Diferencias para perfiles de roscas.
UNE 17 710 78	Rosca métrica ISO. Verificación por calibres.
UNE 17 711 78 1R	Rosca miniatura ISO.
UNE 17 721 81 1R	Tornillos y espárragos de acero. Características y ensayos.
DIN 103 h1 a h4	Rosca trapecial ISO métrica.
DIN 259 h1	Rosca de tubo Withworth; rosca interior cilíndrica y exterior cilíndrica, medidas nominales.
DIN 2999	Rosca de tubo Withworth para tubos roscados y accesorios; rosca interior cilíndrica y exterior cónica.
DIN 3858	Rosca de tubo Withworth; rosca interior cilíndrica y exterior cónica para uniones roscadas de tubo.



SOLDADURA



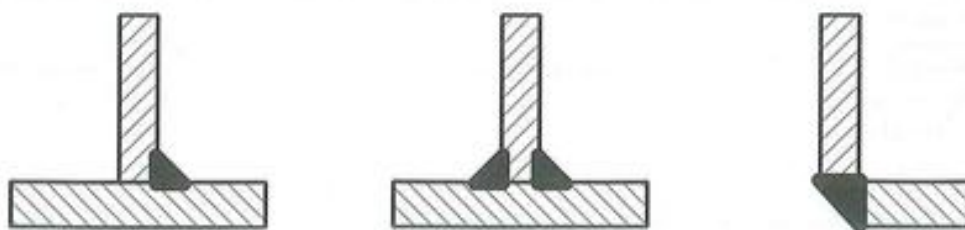
Una construcción soldada está formada por la unión permanente de varias piezas mediante la fusión del material que las compone o la fusión con un tercer material que se añade (denominado material de aportación).

La soldadura es una tecnología ampliamente desarrollada durante la Segunda Guerra Mundial. Fue utilizada en un principio en la construcción de barcos de guerra, sustituyendo así a todas las placas remachadas que formaban el casco. Hoy en día prácticamente ha reemplazado a la unión remachada. Incluso existen determinadas piezas cuya fabricación por forja o estampación ha desaparecido, siendo la soldadura su forma de construcción más frecuente.

Las piezas que se van a soldar se unen en la junta de soldadura por medio de *cordones de soldadura*. La *junta de soldadura* es la zona en la que se unen por soldadura las piezas entre sí. Se llama *cordón* al material básico fundido y, en la mayoría de los casos, al material de aportación fundido con el anterior que materializa la soldadura. Los cordones se denominan *a tope* cuando las piezas que se van a unir son contiguas y no existe solapamiento. Los cordones son angulares cuando las piezas que se van a unir son perpendiculares (figura 13.1).



Soldadura a tope



Soldadura en ángulo

FIGURA 13.1. (superior) Soldadura a tope. (inferior) Soldadura en ángulo.

13.1. Clasificación de los procedimientos de soldadura

Los procesos de soldadura pueden clasificarse según la clase de material básico, el objeto de la soldadura, el curso de la soldadura y la clase de terminación.

13.1.1. Clasificación según la clase de material básico

La soldadura puede ser:

- Soldadura de materiales metálicos (acero, aluminio, etc.).
- Soldadura de materias sintéticas (plásticos, etc.).
- Soldadura de otros materiales (o combinaciones de distintos materiales).

13.1.2. Clasificación según el objeto de la soldadura

Esta clasificación tiene en cuenta la finalidad de la soldadura:

- *Soldadura de unión*: sirve para unir distintos componentes de una pieza.
- *Soldadura de aportación*: se utiliza para fabricar piezas con distintas capas. Ésta se divide a su vez en soldadura de aportación de blindajes (chapas de refuerzo) y soldadura de chapeados (chapas químicamente más resistentes).

13.1.3. Clasificación según el curso de la soldadura

La soldadura puede ser:

- *Soldadura de presión*: la soldadura se hace aplicando una fuerza y unos electrodos.
- *Soldadura por fusión*: la soldadura se hace con una fusión local.

13.1.4. Clasificación según la ejecución de la soldadura

Hay cuatro tipos de soldadura:

- *Soldadura a mano*: cuando todo el proceso se ejecuta manualmente.
- *Soldadura mecánica parcialmente*: algunos de los procesos de la soldadura se realizan mecánicamente.
- *Soldadura totalmente mecánica*: toda la soldadura se ejecuta por procedimientos mecánicos.
- *Soldadura automática*: todos los procesos, incluso las actividades secundarias necesarias para la realización de la soldadura como el transporte de las pinzas, están automatizadas.

13.2. Representación de soldaduras

Las soldaduras se representan mediante su cordón de soldadura. Estos cordones se representan a su vez gráfica o simbólicamente, bien en vistas diédricas (ya sea en sistema europeo o en sistema americano), bien en secciones. En las secciones se preferirá la representación gráfica y en las vistas la representación simbólica.

Siempre que sea necesario, y con el fin de describir la soldadura sin ningún tipo de error, se podrá recurrir a detalles y por lo tanto tendrán que ser dibujados aparte. Las representaciones se suelen completar con datos de terminación de la soldadura.

Los símbolos de la soldadura indican el tipo de cordón y la preparación de la soldadura. Es muy conveniente representar y acotar la soldadura de la unión.

13.2.1. Representación gráfica

El cordón de soldadura se simboliza en una vista por medio de una línea continua negra. Sobre la línea del cordón se coloca un símbolo indicando la forma del cordón de soldadura (figura 13.2a), sea éste continuo o discontinuo. La interpretación de los símbolos se verá más adelante. Si se desea destacar el cordón de soldadura, se dibujan en el interior del cordón unas líneas de arco cortas denominadas *imbricación* (figura 13.2b). Si el cordón fuera muy largo, bastaría con dibujar los arcos al principio y al final del desarrollo del cordón, dejando la parte intermedia sin rellenar.

En una sección, el cordón de soldadura se representa por la forma de su sección rellena de negro (figura 13.2c).

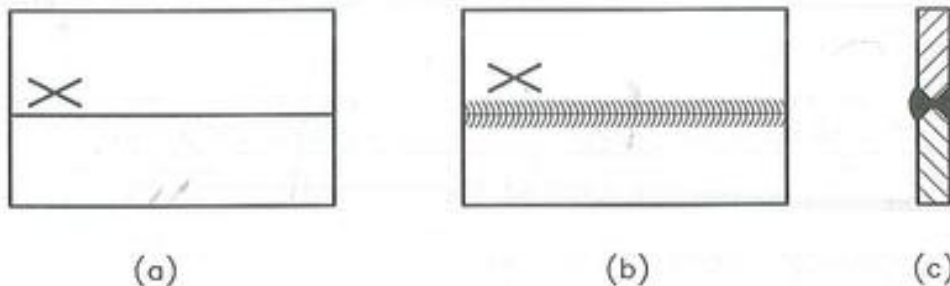


FIGURA 13.2. Representación gráfica de la soldadura.

El corte de un cordón de soldadura discontinuo no se sombrea ni se raya nunca (figura 13.3).

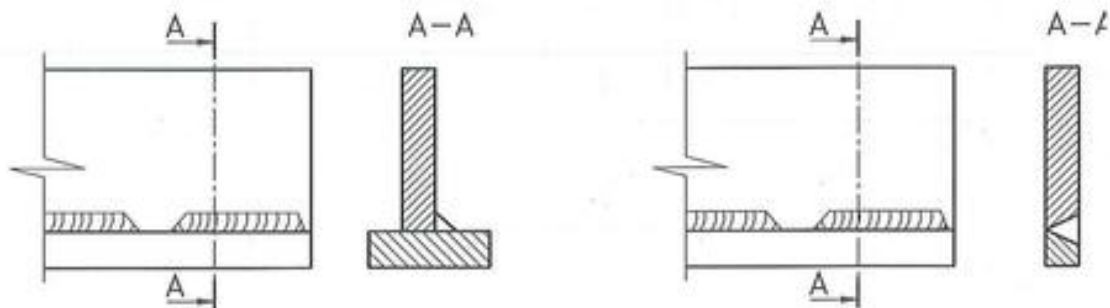


FIGURA 13.3. Corte de un cordón de soldadura discontinuo.

13.2.2. Representación simbólica

Existen ocasiones en que debido a la escala o la complejidad del plano, resulta muy complicado hacer la representación gráfica de la soldadura. En estos casos se recurre a una representación simbólica.

Como norma general, al definir una unión soldada debe indicarse:

- Símbolo que caracteriza la sección del cordón y la forma exterior.
- Dimensiones del cordón de soldadura y de la separación de los elementos en el caso de soldaduras discontinuas.
- Símbolo que indique el tipo de soldadura empleado (sólo en caso de necesidad).

En las vistas diédricas, el cordón de soldadura se representa mediante una línea de cordón, añadiendo una línea de referencia que parte del cordón de soldadura y que se dobla en el extremo superior. Si el cordón es visible en esa vista, el símbolo de la unión soldada se coloca encima del trazo quebrado (figura 13.4a). Si es invisible (es decir, si queda por detrás) el símbolo se coloca por debajo (figura 13.4b). Esta línea debe ser paralela a la dirección del cordón y además se suele colocar en el comienzo del mismo, indicando de esta forma la dirección de la soldadura. En el caso de cordones en forma de semi-V, semi-Y y semi-J (ver figura 13.5), la línea de referencia debe apuntar a la superficie que debe estar preparada para la soldadura. El símbolo fundamental de la representación de la unión soldada recuerda por lo general la forma de la unión, pero no predefine ningún procedimiento de soldadura.

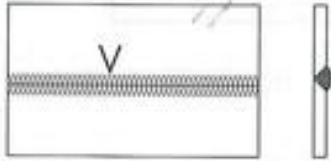
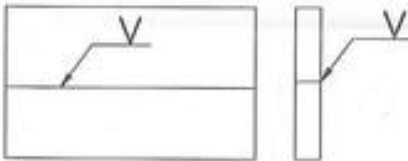
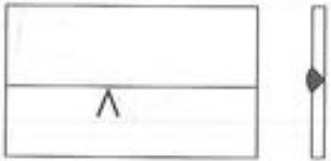
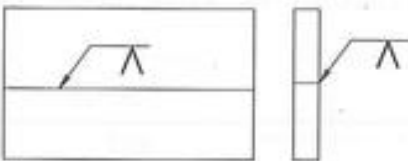
REPRESENTACION GRAFICA	REPRESENTACION SIMBOLICA
 (a)	 (a)
 (b)	 (b)

FIGURA 13.4. Representación simbólica.

En la figura 13.5 se muestran los distintos símbolos y representaciones para diferentes tipos de soldaduras. En estas tablas, que están tomadas de las normas UNE 14-009-84 y DIN 1912, se simbolizan los distintos cordones de soldadura atendiendo a la posición relativa entre las piezas que van a configurar la unión soldada.

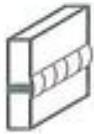
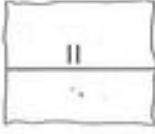
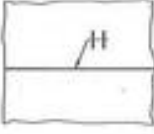
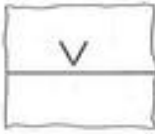
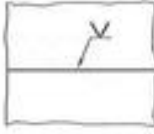
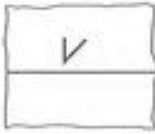
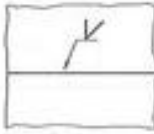
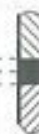
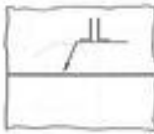
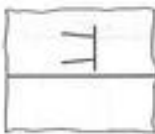
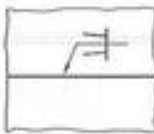
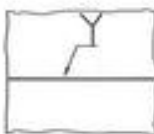
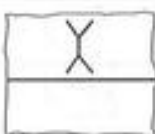
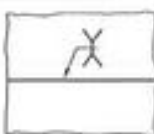
TIPO DE UNION	SIMBOLO	REPRESENTACION DE LA SECCION	DIBUJO		REPRESENTACION ESQUEMATICA	
	Fund.		Seccion	Vista lateral	Seccion	Vista lateral
SOBRE BORDES RECTOS						
CORDON EN V	V					
CORDON EN SEMI-V	✓					
CORDON DE REBORDE	⌋					
CORDON DE FLANCOS EMPINADOS	≧					
CORDON EN Y	Y					
CORDON EN DOBLE Y	Y					

FIGURA 13.5. Representación de uniones soldadas. Ejemplos.

TIPO DE UNION	SIMBOLO Fund.	REPRESENTACION DE LA SECCION	DIBUJO		REPRESENTACION ESQUEMATICA	
			Seccion	Vista lateral	Seccion	Vista lateral
CORDON EN DOBLE SEMI-U	K					
CORDON PLANO FRONTAL	III					
CORDON DE JUNTURA FRONTAL	M					
CORDON EN SEMI-Y	Y					
CORDON EN X	X					
CORDON EN U	Y					
CORDON EN DOBLE U	X					
CORDON EN K	K					
CORDON EN DOBLE SEMI-Y	K					
CORDON EN SEMI-U	P					

FIGURA 13.5. (continuación) Representación de uniones soldadas. Ejemplos.

TIPO DE UNION	SIMBOLO	REPRESENTACION DE LA SECCION	DIBUJO		REPRESENTACION ESQUEMATICA	
	Fund.		Sección	Vista lateral	Sección	Vista lateral
CORDON ANGULAR VISIBLE						
CORDON ANGULAR INVISIBLE						
CORDON ANGULAR DOBLE						
CORDON DE CANTO						
CORDON DE CANTO REFORZADO						
SOLAPE SIMPLE						
SOLDADURA EN ENTALLAS						
SOLDADURA POR PUNTOS						
SOLDADURA EN LINEA						

FIGURA 13.5. (continuación) Representación de uniones soldadas. Ejemplos.

Estos símbolos fundamentales pueden ir acompañados de otros símbolos suplementarios que indican la forma de la superficie del cordón (plana, cóncava, convexa). Estos símbolos están recogidos en la figura 13.6.

Forma de la superficie	SÍMBOLO	TIPO DE LA SOLDADURA	EJEMPLO	SÍMBOLO
PLANA	—	Soldadura en V plana		
CONVEXA	—	Soldadura en X convexa		
CONCAVA	—	Soldadura en angulo concava		

FIGURA 13.6. Símbolos suplementarios. Ejemplos.

Cuando no resulta necesario indicar el procedimiento, dimensiones o forma de la soldadura, se representan las piezas colocando en la unión el símbolo S dentro de un círculo sobre una línea de referencia (figura 13.7).

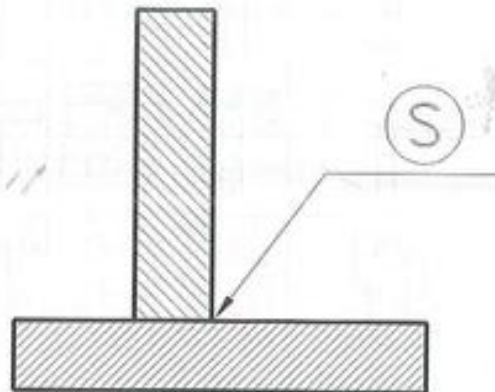


FIGURA 13.7. Representación de las uniones soldadas sin especificar.

13.3. Designación de las uniones soldadas

La acotación de una unión soldada en la representación gráfica se realiza mediante datos numéricos con las correspondientes líneas de cota. Sólo debe ponerse delante del símbolo el valor del espesor. La longitud, si no viene determinada por otras cotas geométricas, se deberá expresar mediante cotas.

En la representación simbólica señalada por la norma UNE 14-009-84, la acotación del cordón tiene la siguiente estructura:

- A la izquierda del símbolo, los valores que dimensionan el cordón transversal.
- A la derecha del símbolo, todos los valores referidos a las dimensiones longitudinales del cordón.

En la figura 13.8 se muestran las distintas acotaciones para cada tipo de cordón según la norma UNE 14-009-84.

Designación de las soldaduras	Definición	Inscripción
Soldaduras a tope		S: distancia mínima de la superficie a la raíz del cordón $V^{(1)} \times (2)$ $sY^{(1)}$
Soldadura sobre bordes levantados sin penetración completa		S: distancia mínima de la superficie a la raíz del cordón $s ^{(1)}$
Soldadura de ángulo continua		a: altura del ángulo mayor isósceles inscrito en la sección $a\triangle$
Soldadura de ángulo discontinua		l: longitud de la soldadura (e): distancia entre dos elementos contiguos n: número de elementos de soldadura $a\triangle nxl(e)$
Soldadura de ángulo discontinua		l: longitud de la soldadura (e): distancia entre dos elementos contiguos n: número de elementos de soldadura $a\triangle nxl \begin{matrix} (e) \\ (e) \end{matrix}$ (3)
Soldadura de muesca		c: anchura de las muescas $c\sqcap nxl(e)$
Soldadura en línea		c: anchura de la soldadura $c\ominus nxl(e)$
Soldadura por puntos		d: diámetro de las muescas $d\bigcirc nxl(e)$
Soldaduras en tapon		d: diámetro de la soldadura $d\sqcap nxl(e)$

- (1) La ausencia de indicación a la derecha del símbolo significa que la soldadura es continua a lo largo de todos los elementos soldados.
- (2) Salvo en indicación contraria, las soldaduras a tope son de penetración total.

FIGURA 13.8. Acotación de los cordones de soldadura.

Además de estas indicaciones debe informarse, cuando sea necesario, de otros aspectos, quedando el orden de la designación de la siguiente forma:

- Símbolo y signos adicionales.
- Valores de la acotación de la unión soldada.
- Procedimientos de la soldadura.
- Calidad de la soldadura.
- Posición de la soldadura.

En algunos casos se pueden precisar indicaciones complementarias para especificar algunos aspectos.

Cuando la soldadura se debe realizar en todo el contorno de la pieza, se utiliza una circunferencia situada sobre el quiebro de la línea de referencia (figura 13.9a). Si las soldaduras se deben realizar en obra, se indica con una bandera (figura 13.9b). Si se indica el procedimiento de soldadura normalizado (UNE 14 053), éste se simboliza con su número correspondiente colocado como se indica en la figura 13.9c.

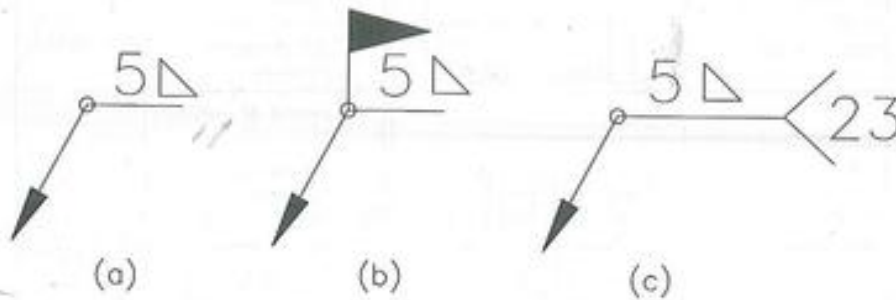


FIGURA 13.9. Indicaciones complementarias.

13.4. Normativa

Seguidamente se indican las normas de aplicación en chavetas y ejes nervados.

Norma	Título
UNE 14 009 84	Representación simbólica de las soldaduras.
UNE 14 053	Código numérico de procedimientos de soldadura.
DIN 1912	Soldadura de metales.

13.5. Ejemplos

Los siguientes dibujos contienen varios ejemplos de representaciones gráficas, simbólicas y mixtas de soldaduras.

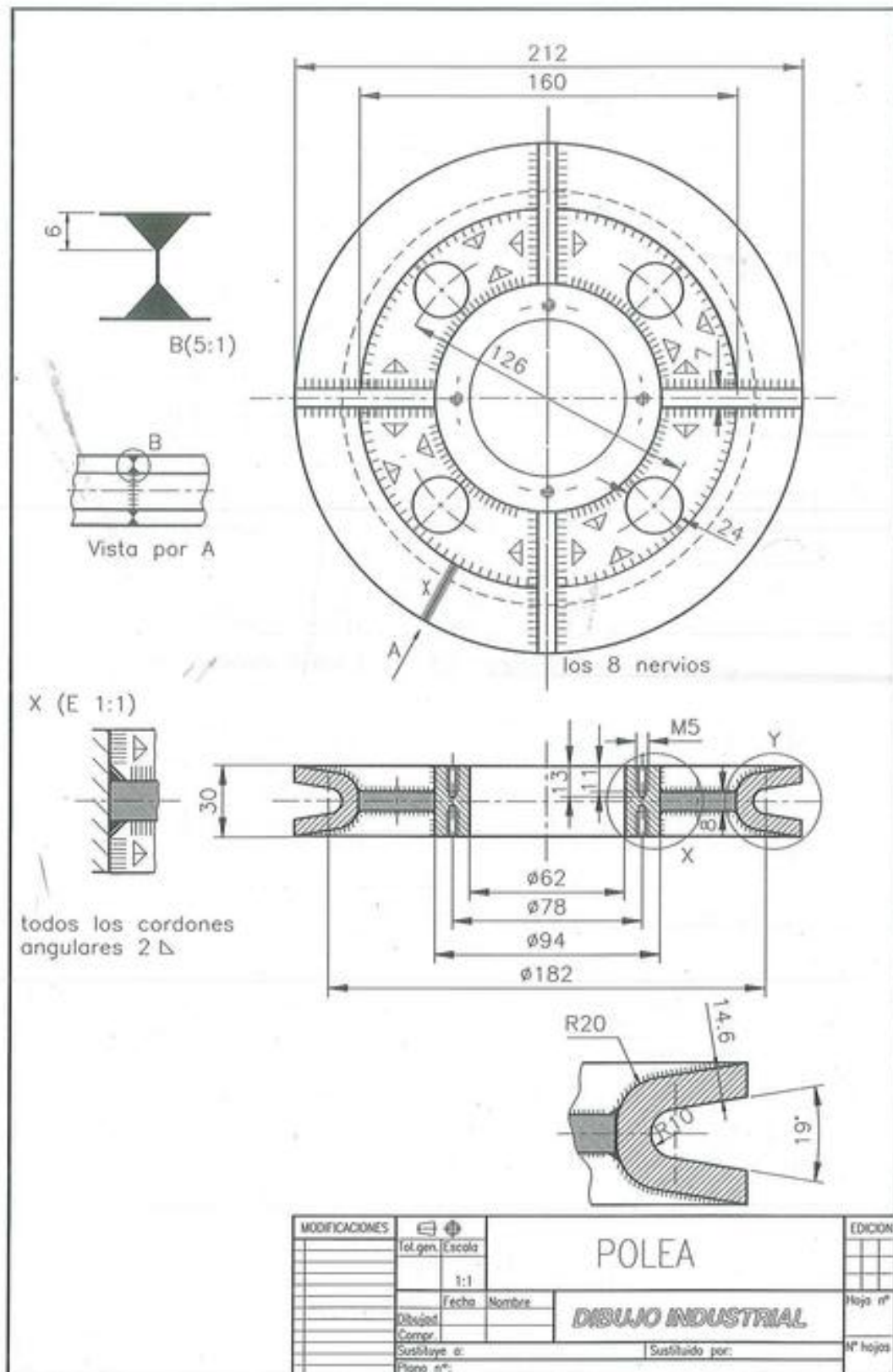


FIGURA 13.10. Ejemplo de representación gráfica de soldaduras.





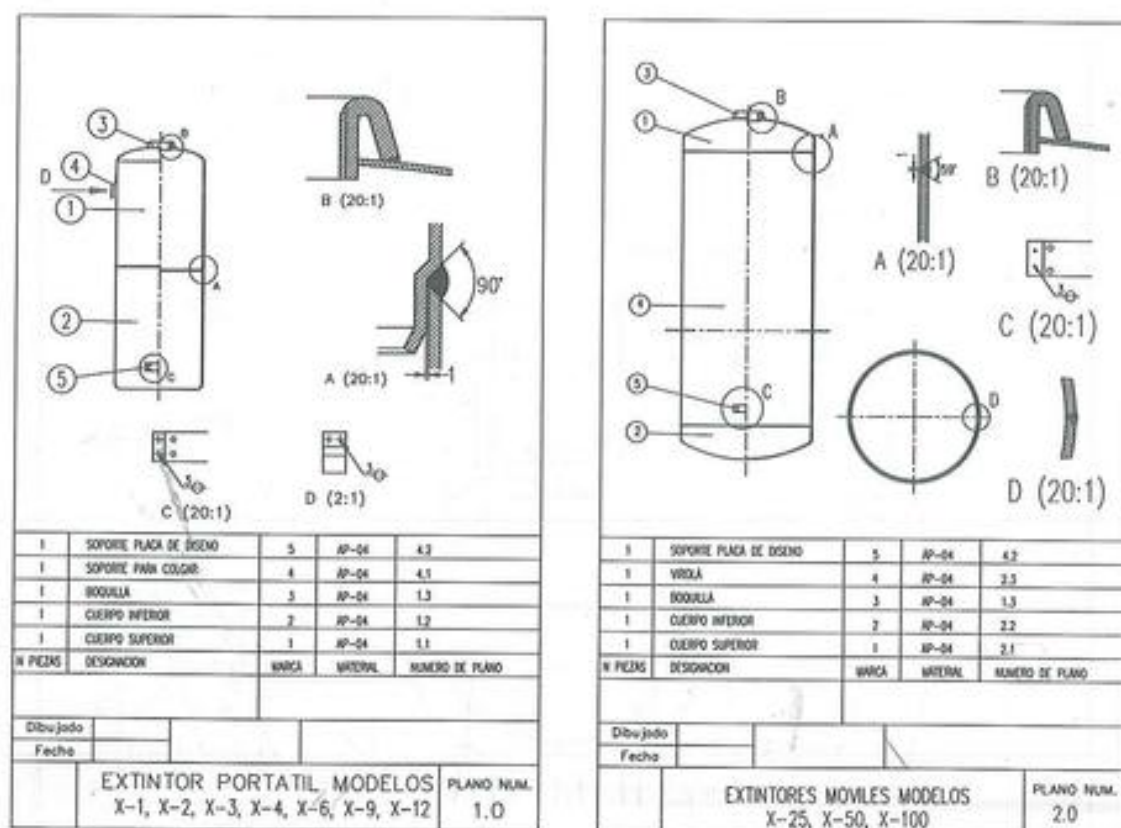
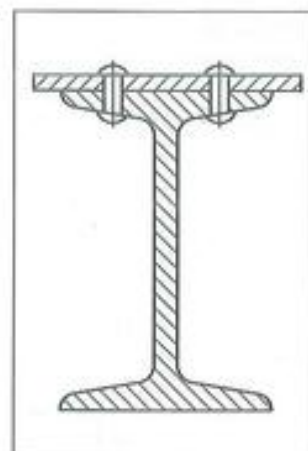


FIGURA 13.13. Ejemplo de representación gráfica y simbólica mixta.

UNIONES REMACHADAS



Las uniones remachadas constituyen, junto con la soldadura, una forma de unión permanente de piezas.

Un *remache* o *roblón* tiene forma cilíndrica con un extremo, denominado cabeza de asiento, que puede a su vez tener distintas formas. La barra o espiga puede ser maciza o no y tiene una longitud mayor que el espesor de las piezas que se van a unir. Una vez colocado el remache en su sitio, mediante una máquina de remachar (denominada remachadora), se deforma el extremo de la barra chafándolo y produciéndose entonces el remachado al apriar las piezas entre sus extremos.

Para su colocación se requiere un taladro previo de las piezas que se van a montar. El remache antes del montaje tiene un diámetro interior ligeramente inferior al del agujero en las piezas. Cuando se produce el remachado, éste se deforma, adaptándose al diámetro del agujero.

Su aplicación se restringe a la unión de piezas de pequeño espesor, aunque en muchos casos ya ha sido desplazado por la soldadura. Se utiliza en la industria aeronáutica y naviera. Es frecuente encontrar piezas unidas por remaches en estructuras metálicas de construcción civil (figura 14.1).

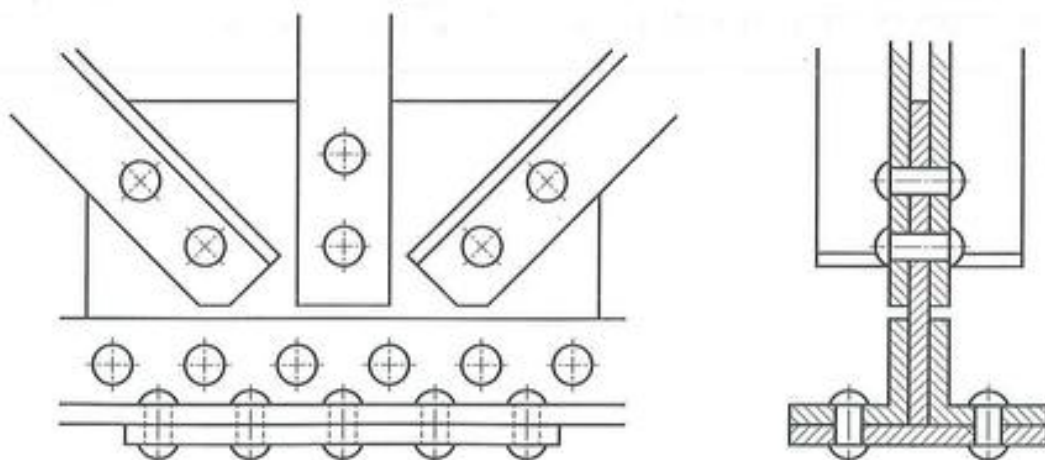


FIGURA 14.1. Nudo de una estructura metálica remachada.

El montaje de la unión remachada se realiza colocando las dos piezas que se van a unir en posición de montaje haciendo coincidir los agujeros de las dos piezas. Seguidamente se introduce el remache y se coloca una pieza denominada sufridera, que se apoya sobre la ca-

beza del remache. Esta pieza tiene una cavidad de forma inversa a la cabeza del remache. Posteriormente, con otra pieza denominada estampa, se golpea el extremo opuesto del remache, adoptando éste la forma de la cavidad de la estampa y produciendo el remachado (figura 14.2).

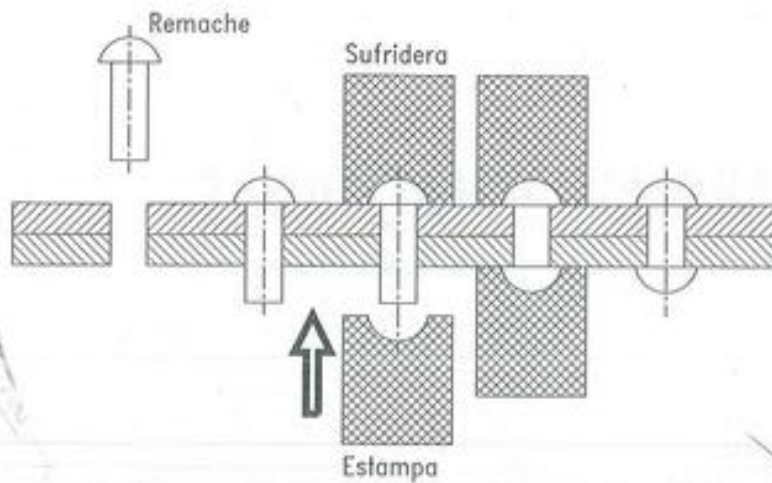


FIGURA 14.2. Proceso de remachado.

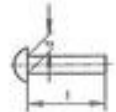
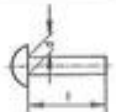
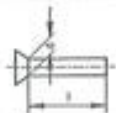
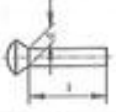
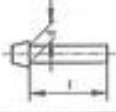
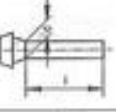
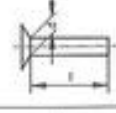
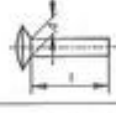
14.1. Tipos de remaches

La Norma UNE 17003 clasifica los tipos de remaches según la forma de su cabeza. Los remaches de cabeza esférica (tipos 1 y 2) tienen la cabeza de asiento de forma abombada. Existen dos tipos según se requiera estanquidad o no.

Por lo que se refiere a los remaches de cabeza avellanada permiten su alojamiento en el interior de las piezas.

Los remaches de tipo 2, 7 y 8, que se usan para construcciones estancas, tienen la cabeza de mayores dimensiones que los tipos 1, 3 y 4 respectivamente.

En la figura 14.3 aparecen los distintos tipos de remaches presentados por la norma UNE 17003.

TIPO	Representación gráfica	DENOMINACIÓN
1		Remaches de cabeza esférica
2		Remaches de cabeza esférica para construcciones estancas
3		Remaches de cabeza avellanada
4		Remaches de cabeza avellanada y bombeada
5		Remaches de cabeza tronco-conica
6		Remaches de cabeza tronco-conica y avellanada.
7		Remaches de cabeza plana y avellanada para construcciones navales y estancas
8		Remaches de cabeza avellanada y bombeada para construcciones navales y estancas

(1) Para remaches de diametro inferior a 5 mm solo se usan estos tipos

FIGURA 14.3. Remaches. Denominaciones. Representación gráfica. Norma UNE 17003.

La norma UNE 17012 clasifica los tipos de remaches denominados remaches especiales según su forma. Los tipos de cabeza pueden ser los correspondientes a la norma UNE 17003.

En la figura 14.4 se muestran los distintos tipos de remaches especiales presentados por la norma UNE 17012.

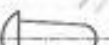
TIPO	Representación gráfica	DENOMINACION
1		Remache perforado
2		Remache hueco
3		Remache tubular hendido
4		Remache entallado
5		Remache tubular en dos piezas. Cabeza plana
6		Remache tubular en dos piezas. Cabeza bombeada.
7		Ojete con arandela
8		Ojete hendido con arandela

FIGURA 14.4. Remaches especiales. Denominaciones. Representación gráfica. UNE 17012.

Los remaches se designan indicando el diámetro “ d ”, seguido del signo “ $\times$ ”, la longitud “ P ”, su denominación y la norma UNE a la que hace referencia. Por ejemplo:

Remache 20 $\times$ 60 de cabeza esférica UNE 17003

14.2. Diámetros de las espigas

La norma UNE 17004 establece los diámetros de las espigas de remaches metálicos de uso general. Los valores de los diámetros aparecen divididos en dos series: la principal y la secundaria. Siempre que sea posible se deberán utilizar los de la serie principal. Los valores de dichos diámetros son (figura 14.5):

Diámetros nominales (mm)	
Serie principal	Serie secundaria
1	1,4
1,2	
1,6	
2	
2,5	
3	3,5
4	
5	
6	7
8	

Diámetros nominales (mm)	
Serie principal	Serie secundaria
16	10
	12
	14
	18
	22
20	24
24	27
30	33
	36

FIGURA 14.5. Norma UNE 17 004 78. Remaches. Diámetros de espigas.

14.3. Representación simbólica de los remaches

Según la escala a la que se realicen los dibujos, los remaches se representan gráficamente según se ha visto hasta ahora (figuras 14.1 a 14.4) o bien mediante una representación simbólica normalizada de acuerdo con las normas UNE 1045 y 1043. En ellas se muestran los signos convencionales de representación de remaches y tornillos. Estos símbolos se eligen según el diámetro del remache.

Para los remaches de diámetro menor de 8 mm se usa la norma UNE 1043 referente a simplificaciones para los dibujos pequeños (figura 14.6).

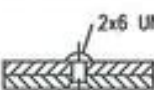
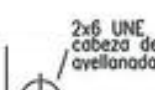
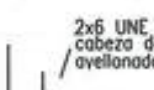
Uniones remachadas. Diámetros inferiores a 8 mm			
			
2x6 UNE ...	2x6 UNE ... cabeza de cierre avellanada	2x6 UNE ... cabeza de cierre avellanada	2x6 UNE ... cabeza de cierre avellanada

FIGURA 14.6. Remaches de diámetro menor de 8 mm. Simplificaciones para pequeños dibujos.

Para los remaches de diámetro 8 a 36 mm se utilizan los signos convencionales de la norma UNE 1045. En los dibujos se indicará el tipo de remache mediante un símbolo que hace referencia al tipo de cabeza y que depende del diámetro empleado para el remache. A cada diámetro le corresponde un símbolo determinado, colocándose en ciertos casos (no siempre, según se puede ver en la tabla) en el extremo superior izquierdo el diámetro del agujero del alojamiento. Las indicaciones referentes a la forma de realizar el montaje de los remaches se colocan en el extremo superior derecho del símbolo (figura 14.7). En la figura 14.7 aparecen también los diámetros de los agujeros para los alojamientos de los remaches.

Dímetro del remache (mm)		8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	33	36
Dímetro del agujero (mm)		8.4	11	13	15	17	19	21	23	25	28	31	34	37
SÍMBOLOS PARA:	Cabeza redonda por ambos lados													
	Cabeza superior embutida													
	Cabeza inferior embutida													
	Ambas cabezas embutidas													
	Remachar en montaje													
	Taladrar en montaje													

FIGURA 14.7. Representación de remaches según la norma UNE 1045.

En los dibujos donde sólo haya remaches con un único diámetro y tengan cabezas redondas por ambos extremos, únicamente se indicarán los cruces de las líneas de ejes.

14.4. Ejemplos de aplicación

En las figuras 14.8 y 14.9 aparecen algunos ejemplos de aplicación de uniones remachadas. Los dos corresponden a la aplicación más usual, que son las estructuras metálicas.

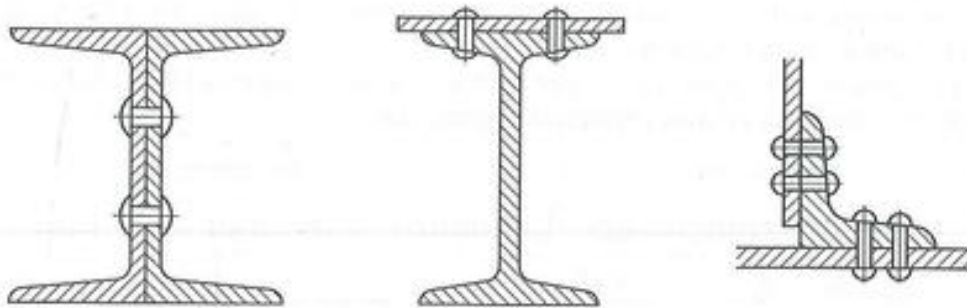


FIGURA 14.8. Uniones remachadas de perfiles.

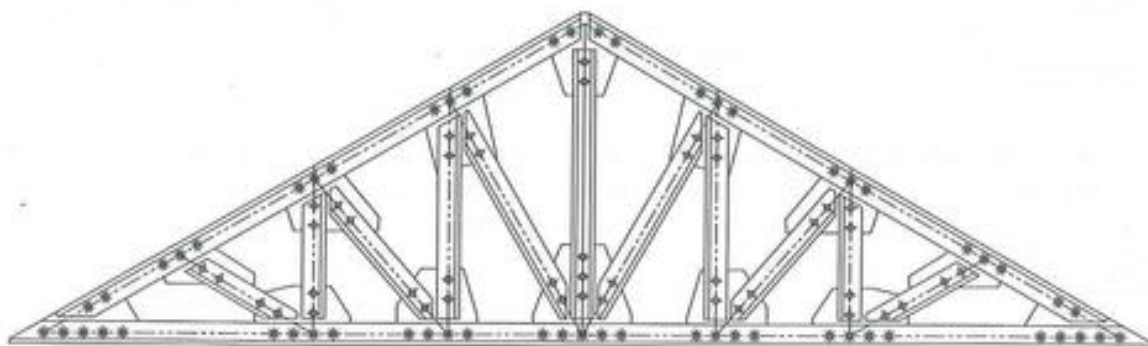
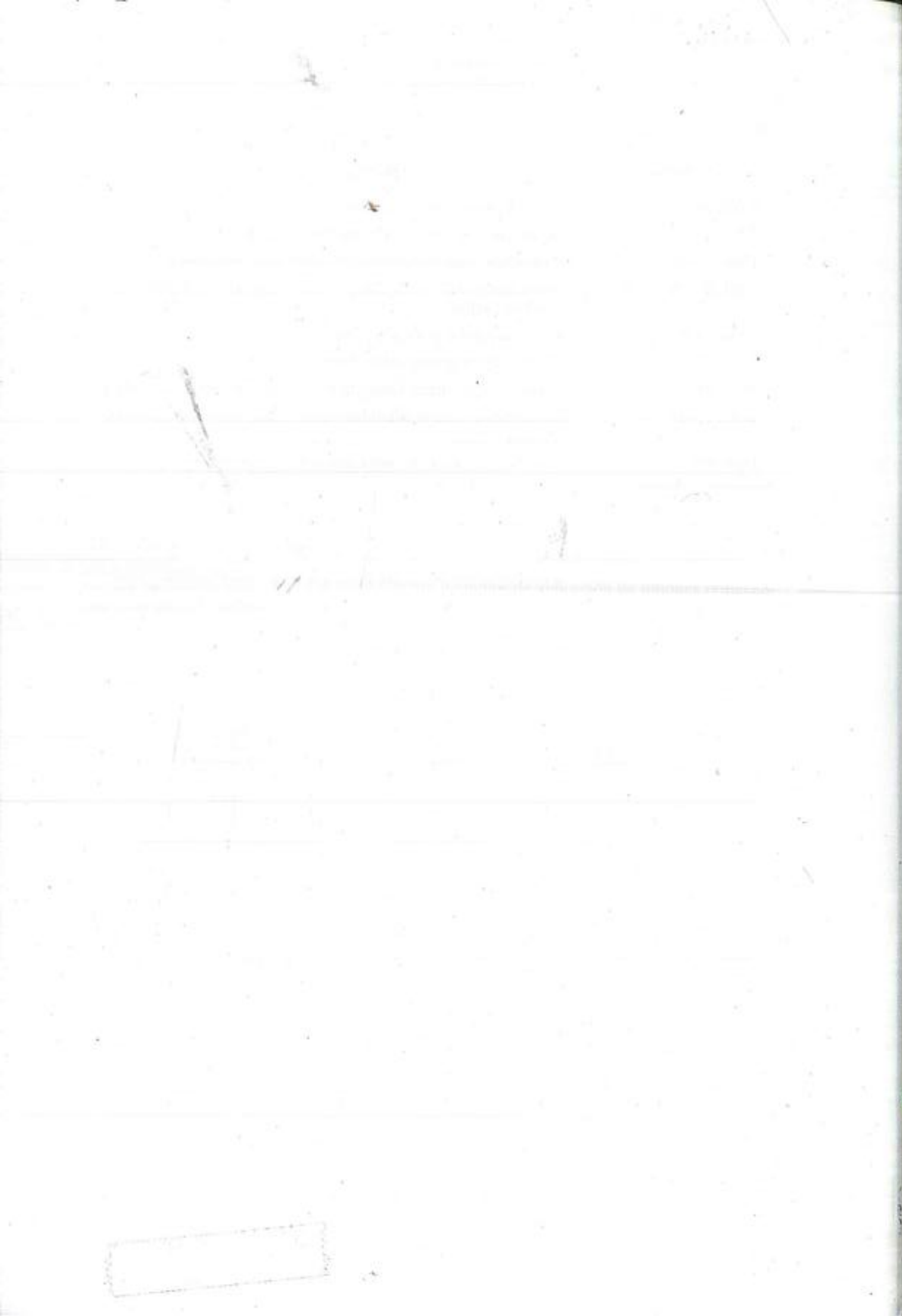


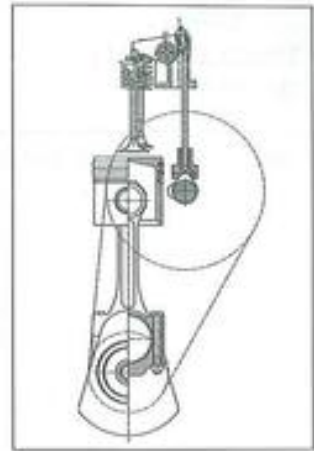
FIGURA 14.9. Cercha de una estructura metálica.

14.5. Normativa

Norma	Título
UNE 1043	Simplificaciones para pequeños dibujos.
UNE 1045	Signos convencionales. Remaches y tornillos.
UNE 17003	Remaches. Denominaciones. Representación gráfica.
UNE 17004	Remaches metálicos. Diámetros de las espigas (diámetros de 1 a 36 mm inclusive).
UNE 17007	Remaches de aleaciones ligeras. Medidas de diámetros hasta 8 mm.
UNE 17012	Remaches especiales. Denominaciones. Representación gráfica.
UNE 17014	Remaches de acero. Medidas y tolerancias para diámetros superiores a 5 mm.
DIN 407	Signos convencionales para remaches y tornillos.



EJES Y ÁRBOLES



El movimiento rotativo es probablemente el más habitual en las máquinas. La razón es muy sencilla, ya que en este movimiento la trayectoria que se sigue es limitada y reducida, ocupando relativamente poco espacio. En este tipo de máquinas existen determinados elementos que giran y transmiten el movimiento al resto de las piezas. Son lo que se denominan genéricamente *ejes*.

15.1. Ejes y árboles

Existen dos términos que se confunden frecuentemente y que están relacionados con los elementos asociados al movimiento de giro. Son los términos *eje* y *árbol* (figura 15.1).

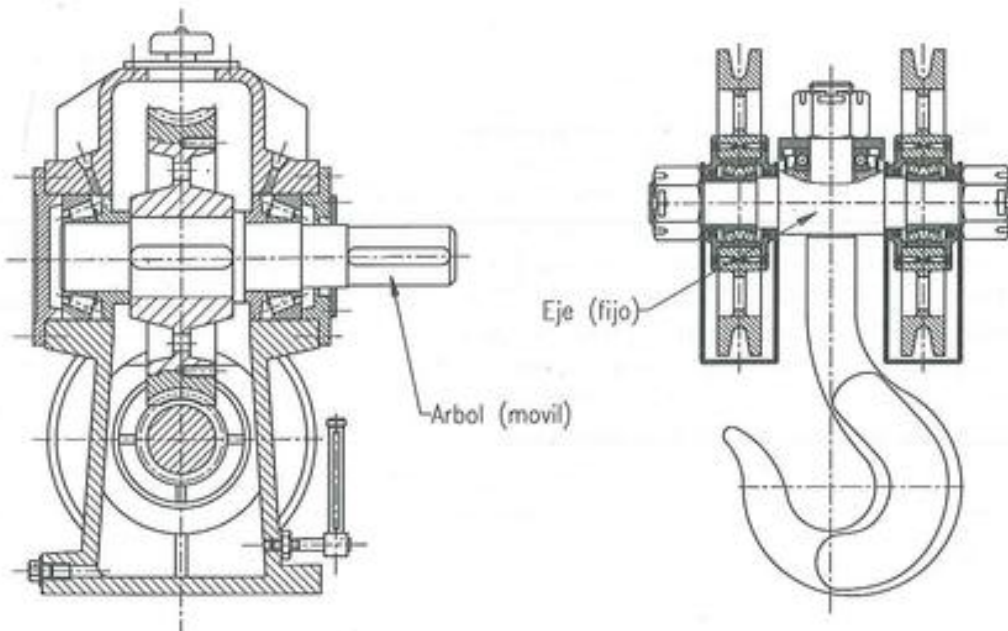


FIGURA 15.1. Árbol y eje.

Eje es el elemento fijo, inmóvil, que soporta a otros elementos que giran alrededor de él. En la figura 15.1, el conjunto del gancho de grúa tiene un eje horizontal fijo sobre el que giran las dos poleas, apoyadas en sendos rodamientos.

Árbol es el elemento giratorio que transmite el movimiento de giro. En el reductor de la figura 15.1, el eje de entrada transmite el movimiento de giro a las ruedas dentadas y al eje de salida.

Los ejes están apoyados en los extremos (figura 15.2) en dos elementos cilíndricos llamados *gorrones* o *pivotes*.



FIGURA 15.2. Extremos de un eje. Gorriones o pivotes.

Determinados ejes de pequeña longitud y completamente cilíndricos (figura 15.3), huecos o macizos reciben el nombre de *bulones*.

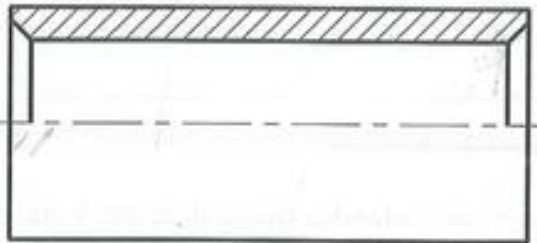


FIGURA 15.3. Bulón.

15.2. Dimensiones y formas de los ejes y árboles

La mayoría de los ejes y árboles son elementos de revolución, o si no lo son completamente, sí lo son los extremos o apoyos sobre los que se produce el giro.

Las zonas de revolución de los ejes y árboles donde apoyen otros elementos, entre los que se produce el giro relativo, están normalizadas. Es en estas zonas donde generalmente van montados rodamientos o cojinetes antifricción para permitir el giro relativo entre los dos elementos.

Las formas normalizadas para los extremos de los ejes pueden ser cilíndricas o cónicas.

En la figura 15.4a aparecen representadas las dimensiones principales que afectan a la designación de los extremos de ejes cilíndricos.

Estas series de dimensiones aparecen reflejadas en la norma DIN 748. La cota L_1 corresponde a la serie larga y la cota L_2 a la serie corta. Los extremos de los ejes se designan de la siguiente forma:

Extremo de eje $D \times L_1$ DIN 748

Por ejemplo, un extremo de eje de diámetro 300, tolerancia $m6$ y longitud 470 se designaría como: *extremo de eje $\phi 300 \times 470$ DIN 748*.

La designación de los extremos de ejes se pone con una línea de referencia sobre el plano de despiece del eje o árbol. En la figura 15.4b se muestra un ejemplo acotado de un eje.

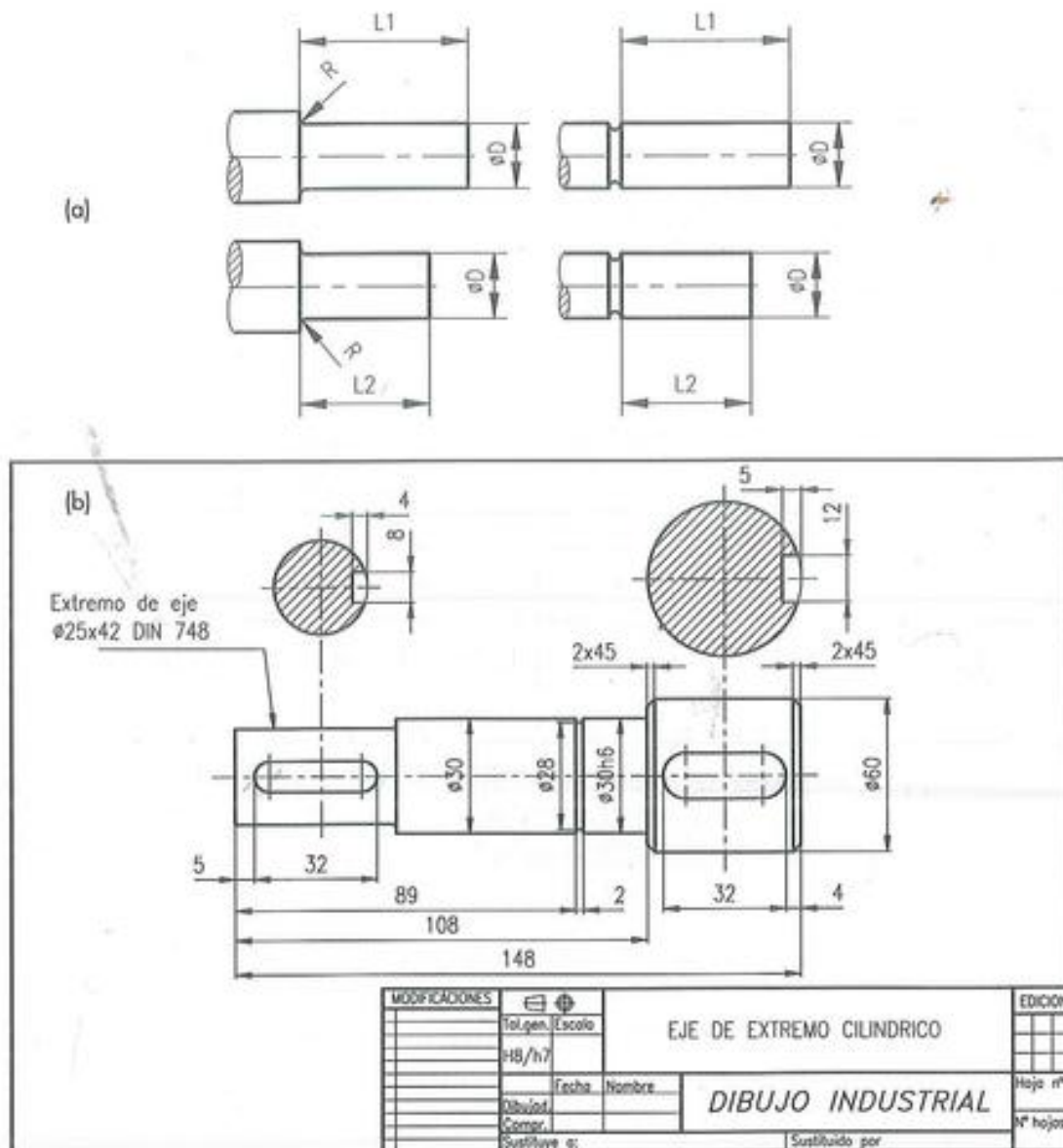


FIGURA 15.4. Extremos de ejes cilíndricos.

En la figura 15.5a aparecen las dimensiones principales que afectan a la designación de los extremos de ejes cónicos.

Estas series de dimensiones están especificadas en la norma DIN 1448. Los extremos de los ejes se designan como:

Extremo de eje $D \times L1$ DIN 1448

Por ejemplo, un extremo de eje de diámetro 200 y longitud 350 se designaría como: *extremo de eje $\phi 200 \times 350$ DIN 1448*.

La designación de los extremos de ejes se coloca con una línea de referencia sobre el plano de despiece del eje o árbol. En la figura 15.5b se ofrece un ejemplo acotado de un eje.

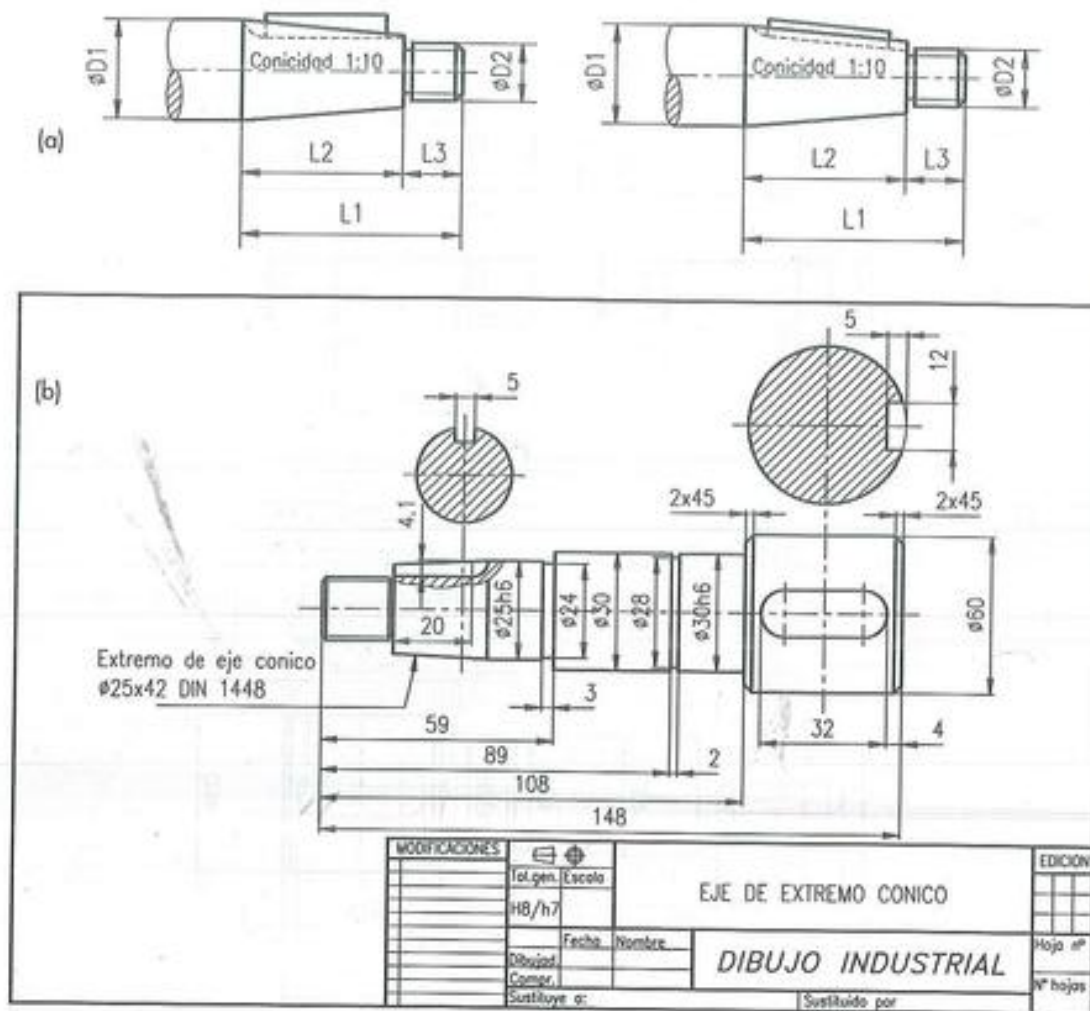


FIGURA 15.5. Extremos de ejes cónicos.

15.3. Cojinetes antifricción

En los apoyos de los ejes y árboles se produce el giro relativo entre dos superficies: la superficie de apoyo de una carcasa y la superficie cilíndrica del extremo del eje (denominada gorrón o pivote). Para reducir el rozamiento entre estas dos superficies y evitar el fenómeno del gripado de la unión (microfusión del acero producida por el contacto y el rozamiento entre acero y acero), se debe lubricar la unión e intercalar entre las dos superficies que giran una respecto a la otra un elemento adicional. Este elemento puede ser un *cojinete antifricción* o un *rodamiento*. Los rodamientos son un elemento muy común usado en máquinas rotativas, y a ellas se les dedica un tema entero más adelante.

Los rodamientos, según su tipo, pueden soportar fuerzas axiales y radiales en el eje, mientras que los cojinetes sólo soportan cargas radiales. El espacio físico que ocupan los cojinetes es mucho más reducido que el de los rodamientos.

Los *cojinetes anti-fricción* (también llamados a veces *casquillos*) son un elemento cilíndrico, de forma tubular, que se intercala entre las dos superficies rozantes. Suelen ser de bronce, ya que entre el acero y el bronce, si se mantiene la lubricación, el riesgo de gripado es mucho menor. Pueden ser de una sola pieza cilíndrica (figura 15.6) aunque muchas veces por motivos constructivos se deben montar como dos mitades (tal es el caso de los cojinetes del

compresor de la figura 15.7 y del motor de la figura 15.9, ya que si no se pueden montar sobre el cigüeñal).

Normalmente se montan fijándolos a la pieza que coincide con su diámetro exterior, como es el caso de la biela en un motor. La fijación se hace o bien con un ajuste con apriete, o bien con unas cuñas que impidan el giro relativo entre el cojinete y su alojamiento.

Si se fija el cojinete al diámetro exterior, el giro se producirá entre el diámetro interior del cojinete y la pieza que abraza. Esta zona debe estar siempre lubricada manteniendo una película de aceite suficiente para el correcto funcionamiento de la unión. Por este motivo, los muñones de los árboles donde abraza el cojinete tienen unos taladros para permitir la entrada del aceite de lubricación (ver figura 15.6 y figura 15.8).

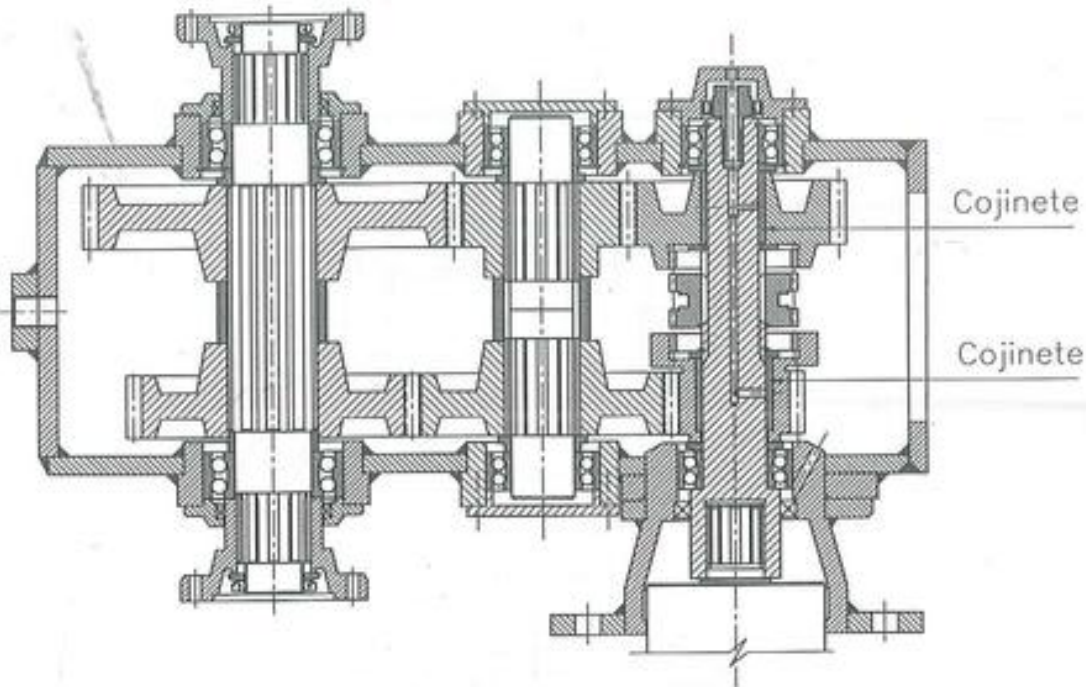


FIGURA 15.6. Caja de velocidades. Uso de cojinetes antifricción.

15.4. Transmisión de movimiento

Los árboles son los elementos encargados de transmitir el movimiento de giro. Este movimiento de giro puede arrastrar simplemente a otros elementos cilíndricos haciéndoles girar a su vez, como se puede ver en el reductor de la figura 15.1, o puede transformarse en un movimiento rectilíneo mediante un mecanismo determinado.

La transformación del movimiento circular en rectilíneo puede hacerse de varias formas, aunque las más habituales son el mecanismo de biela-manivela y las levas.

15.4.1. El mecanismo de biela-manivela

Es un mecanismo que consta fundamentalmente de dos piezas independientes y articuladas: la *biela* y la *manivela*. La manivela es una pieza giratoria donde uno de sus extremos actúa como árbol de giro, mientras que el otro extremo tiene un gorrón que describe una trayectoria circular. En el gorrón se articula por uno de sus extremos un elemento denominado

biela, cuyo otro extremo está guiado de forma que sólo puede describir una trayectoria rectilínea.

El giro de la manivela se convierte en un movimiento rectilíneo del extremo de la biela, o a la inversa, el movimiento rectilíneo del extremo de la biela se convierte en un giro de la manivela. Existen infinidad de aplicaciones de este mecanismo, pero tal vez las dos más claras son el compresor y el motor térmico.

En el primer caso (figura 15.7), el compresor es una máquina que, accionada por un motor, suministra aire a presión por su salida. El motor comunica el giro al cigüeñal, que es el elemento sobre el que está situada la manivela. Ésta arrastra en su giro a la biela y ésta a su vez al pistón, que comprime el aire de la cámara expulsándolo a más presión. Se ha transformado pues un movimiento de giro en un desplazamiento del pistón.

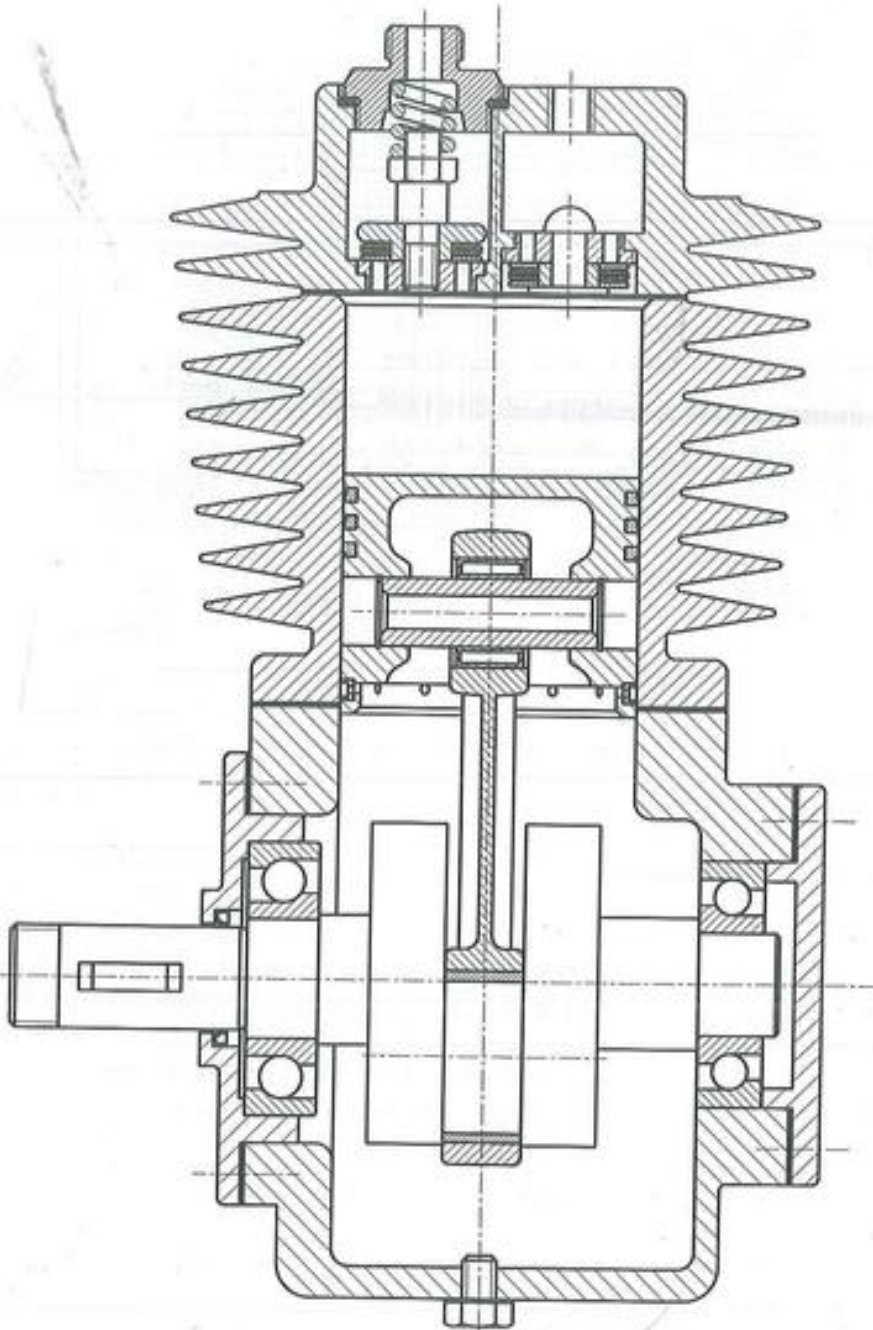


FIGURA 15.7. El mecanismo biela-manivela. Compresor.

En la figura 15.8 aparecen varias posiciones de un mecanismo biela-manivela, correspondientes al compresor de la figura 15.7.

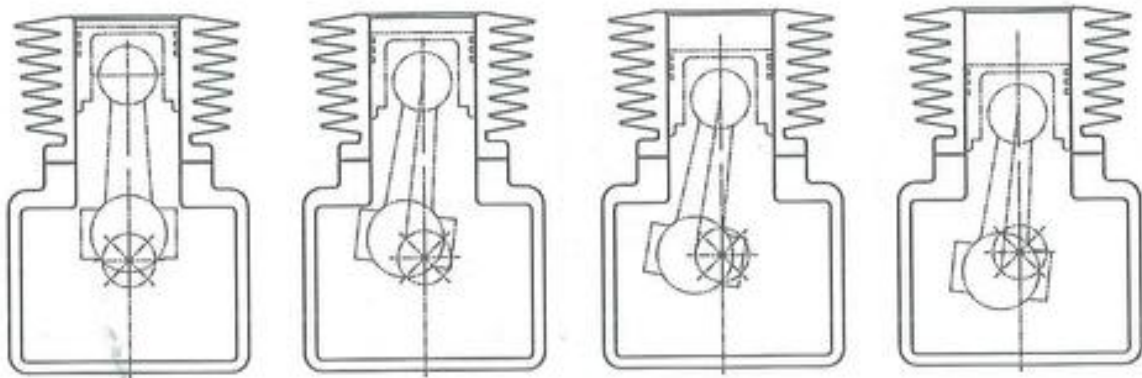


FIGURA 15.8. Varias posiciones del movimiento del mecanismo biela-manivela.

El segundo caso se presenta en el motor de explosión (figura 15.9). La energía suministrada por las explosiones del motor origina el desplazamiento del pistón, que en su movimiento rectilíneo arrastra a la biela y ésta a su vez hace girar a la manivela del cigüeñal, transmitiendo el giro al exterior del motor.

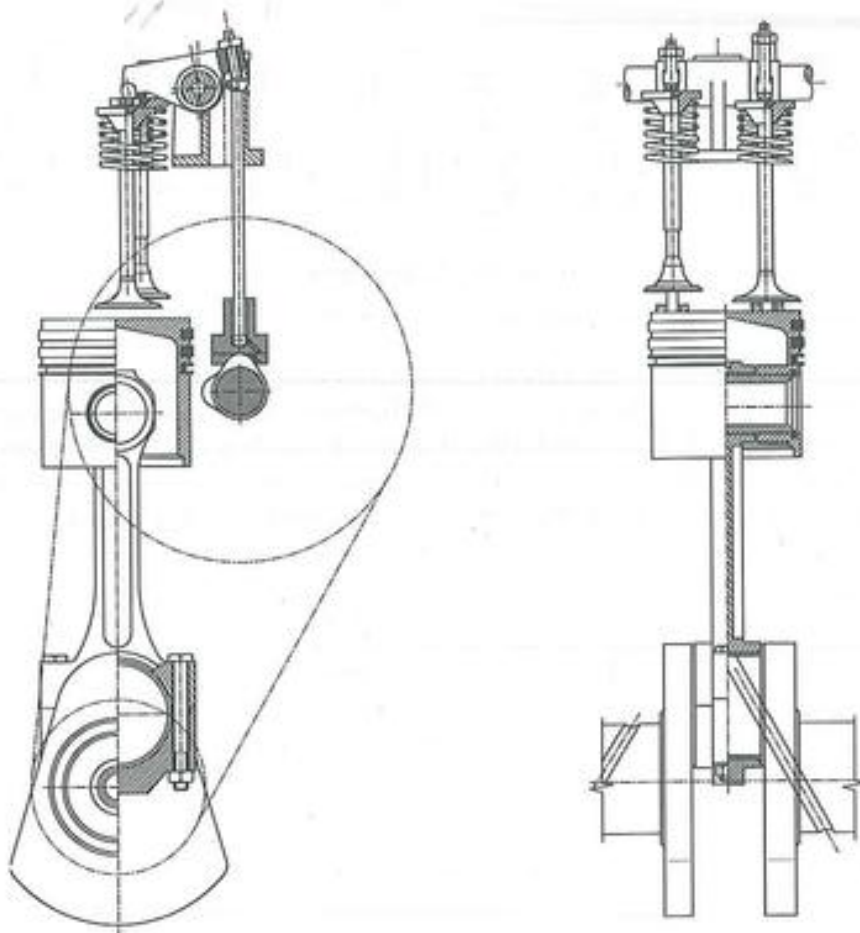


FIGURA 15.9. El mecanismo biela-manivela. Motor de explosión.

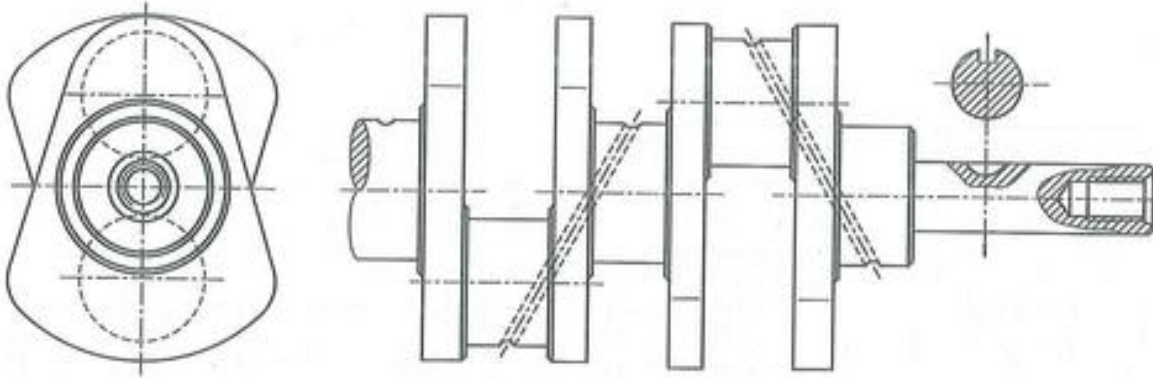


FIGURA 15.10. Cigüeñal.

15.4.2. Levas y excéntricas

Si se hace girar una pieza circular alrededor de un punto que no sea su centro geométrico, según se muestra en la figura 15.11, el movimiento que describe un punto de su trayectoria supone que un elemento apoyado en él se desplace verticalmente. El elemento circular que gira alrededor de un punto distinto de su centro se denomina *excéntrica*. Al cabo de una revolución completa, el elemento apoyado sobre él habrá vuelto a su posición original, habiendo descrito un movimiento *alternativo*.

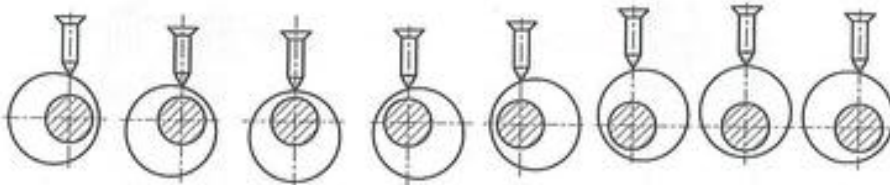


FIGURA 15.11. Excéntrica.

Si el perfil de la pieza que transmite el giro para convertirlo en movimiento rectilíneo no es circular, el elemento se denomina *leva*. En la figura 15.12 se muestran distintos tipos de levas. La más habitual es la que transforma el movimiento de giro en un desplazamiento lineal perpendicular al eje de giro (figura 15.12a). Este mecanismo se usa en los motores para gobernar la apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape del motor, que describen un movimiento rectilíneo en función del giro del cigüeñal.

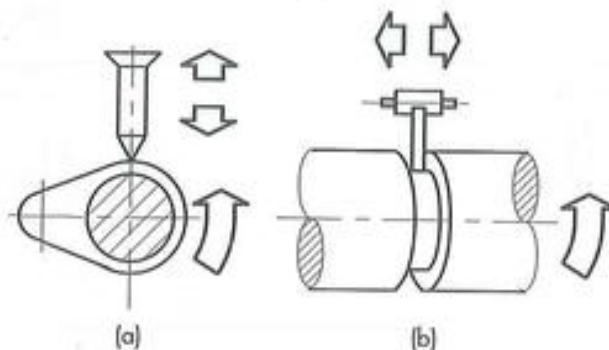


FIGURA 15.12. Distintos tipos de levas.

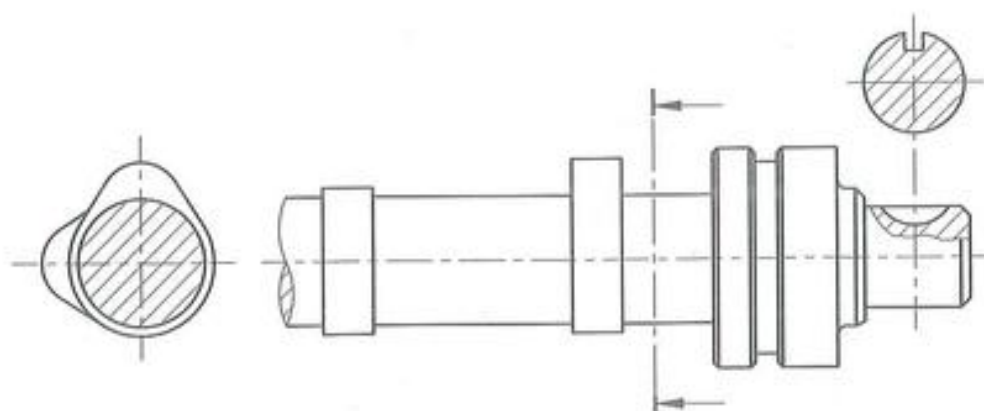


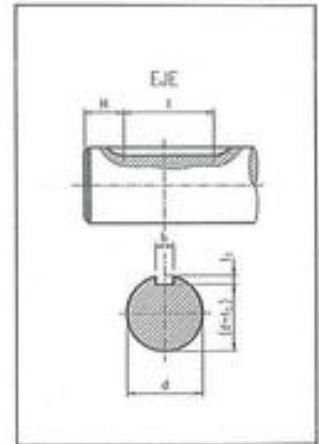
FIGURA 15.13. Árbol de levas de un motor.

15.5. Normativa

Norma	Título
DIN 748	Extremos de ejes cilíndricos.
DIN 1448	Extremos de ejes cónicos.



CHAVETAS Y ACANALADURAS



Las chavetas y las acanaladuras permiten el giro solidario entre dos elementos, como por ejemplo un eje y una rueda dentada o una polea, de forma que la unión entre ambos elementos sea fácilmente desmontable. Este tipo de uniones se basan en la interposición de unas superficies de contacto que impiden el giro relativo entre dos elementos cilíndricos, uno macho, el *eje*, y otro hembra, la *rueda*. La parte de la rueda que va montada sobre el eje, que sirve de apoyo a la parte exterior de la misma (denominada llanta), y sobre la que va alojada la chaveta, se denomina *cubo*.

Las *chavetas* son unos elementos de forma más o menos prismática, que se intercalan entre la rueda y el eje para impedir el giro relativo entre ambos (figura 16.1).

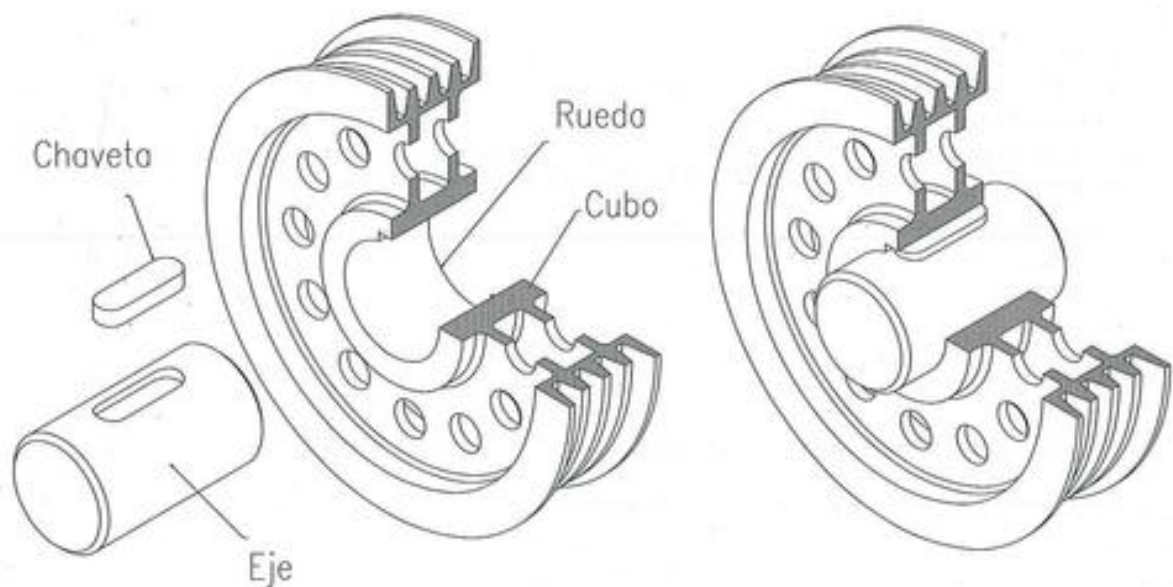


FIGURA 16.1. Uniones enchavetadas.

Las *acanaladuras*, denominadas también *nervados* o *estriados* (figura 16.2), son unas construcciones en forma de ranuras colocadas sobre el eje y sobre el agujero de la rueda que permiten enfrentar caras planas entre los dos elementos e impedir el giro relativo entre ambos.

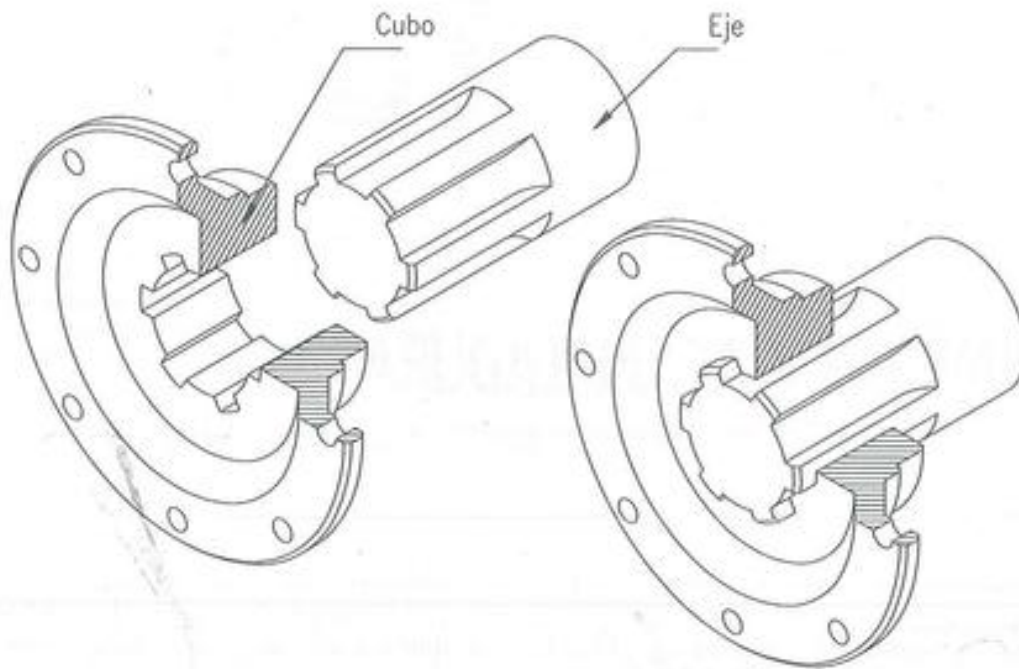


FIGURA 16.2. Acanaladuras.

16.1. Chavetas longitudinales

Las *chavetas longitudinales* son unos elementos de forma más o menos prismática que se intercalan entre las dos piezas que se van a inmovilizar, paralelamente al eje de ambas, consiguiéndose una unión perfecta respecto a la rotación entre ambas.

Las chavetas se colocarán entre los dos elementos que se quiere unir. Para ello se mecaniza una ranura sobre el eje y otra sobre el agujero del cubo. En el hueco dejado por estas ranuras se alojará la chaveta. Las ranuras sobre el eje y el agujero se mecanizan mediante fresados y brochados respectivamente, y la forma de este fresado depende de la forma de la chaveta.

Las dimensiones de cada tipo de chaveta y de las ranuras de alojamiento correspondientes están normalizadas y se determinan según normas DIN, para una calidad de material dado, en función del diámetro nominal del acoplamiento a que afectan.

16.1.1. Enchavetados forzados

Los enchavetados forzados logran la unión entre las piezas por el acunamiento de las caras de la chaveta contra sus asientos sobre el eje y el cubo respectivamente. Este tipo de chaveta tiene forma de cuña (con inclinación 1:100 según normas DIN), y reciben el nombre de *chavetas inclinadas*. Las chavetas inclinadas logran una unión perfecta entre las dos piezas, tanto respecto a rotación como a traslación. Sin embargo, pueden presentar el problema de originar ligeros descentramientos entre el eje y el cubo. Existen dos tipos: chavetas sin cabeza y chavetas con cabeza.

A) Chavetas sin cabeza

En los enchavetados forzados con *chaveta sin cabeza* (figura 16.3), el montaje se efectúa mediante el acunamiento de ésta, ejerciendo presión sobre el eje y el cubo. Existen dos ti-

pos, según tengan los extremos forma redonda (tipo A) o forma plana (tipo B). La norma DIN 6886 especifica las dimensiones normalizadas que se usan para este tipo de chavetas y sus alojamientos (ranura sobre el eje y sobre el cubo de la rueda). Estas dimensiones aparecen representadas en la figura 16.3. Se designan como:

Chaveta "Tipo" $b \times h \times l$ DIN 6886

Ejemplo:

— Chaveta A $20 \times 12 \times 125$ DIN 6886

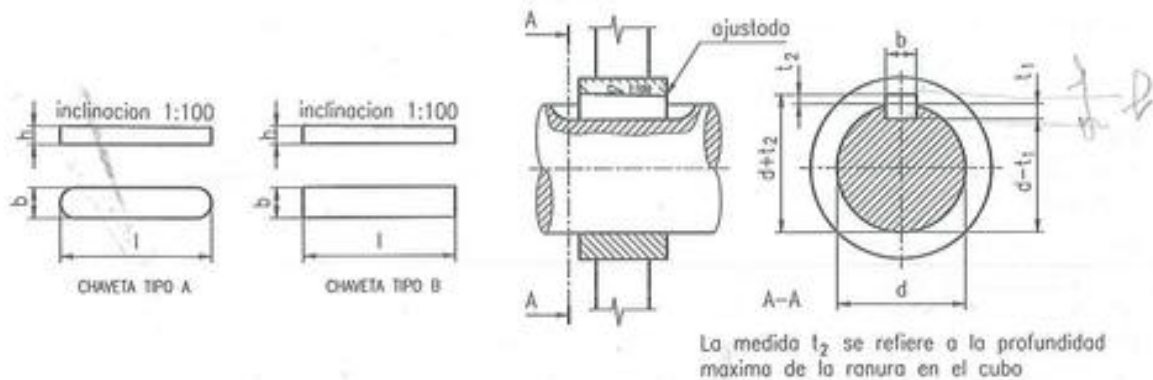


FIGURA 16.3. Chavetas inclinadas sin cabeza.

B) Chavetas con cabeza

En los enchavetados forzados con *chaveta con cabeza* (figura 16.4), el montaje se efectúa ejerciendo presión sobre la cabeza, debido a lo cual se produce el acúñamiento. Sus dimensiones se reflejan en la norma DIN 6887 y aparecen representadas en la figura 16.4. Se designan como:

Chaveta con cabeza $b \times h \times l$ DIN 6887

Ejemplo:

— Chaveta con cabeza $18 \times 11 \times 125$ DIN 6887

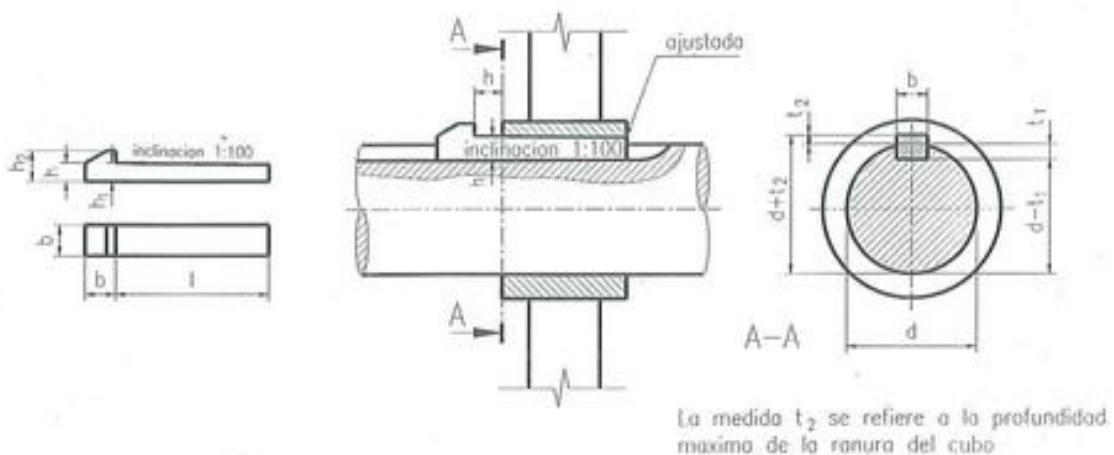


FIGURA 16.4. Chavetas inclinadas con cabeza.

16.1.2. Enchavetados libres

Los enchavetados libres impiden la rotación relativa entre los cuerpos que unen, pero permiten la traslación. No se recomiendan para acoplamientos precisos, movimientos circulares alternativos o choques, ya que existe un juego entre la ranura del cubo y la chaveta.

A) Lengüetas

Las *lengüetas* (figura 16.5) son chavetas con las caras paralelas, de forma que no producen un efecto de cuña en la unión, permitiendo un desplazamiento longitudinal en la dirección del eje. Se emplean para enchavetados cortos (longitud ligeramente superior al diámetro del eje $l < 1,5 d$).

Los extremos de las lengüetas pueden ser planos o redondos. El alojamiento para lengüetas de extremos rectos es de fácil ejecución (con una fresa de disco), pero tiene el inconveniente de ser largo y no retener la lengüeta tan bien como los alojamientos con extremos redondos. El ajuste de la lengüeta con el eje es con "apriete" y el de la lengüeta con el agujero es "deslizante justo".

Estas lengüetas pueden fijarse también al eje mediante tornillos en el caso de chaveteros largos ($d < l < 2,5d$) y especialmente si se produce un cierto deslizamiento longitudinal entre el cubo y el eje. Para secciones de lengüeta superiores a 12×8 , en el caso de usarse dos tornillos de retención, se deben utilizar uno o dos tornillos de presión.

La norma DIN 6885 indica las dimensiones normalizadas que se usan para las lengüetas de ajuste y sus alojamientos. Existen varios tipos, según tengan los extremos forma redonda (tipo A), forma recta (tipo B) y extremo con chaflán (tipos G y H), y según puedan disponer (tipo C, D, E, F, G y H) o no (tipos A y B) de tornillos de fijación al eje.

Forma	Características
A	Extremos redondos sin agujeros para tornillos de retención
B	Extremos rectos sin agujeros para tornillos de retención
C	Extremos redondos con agujero para un tornillo de retención
D	Extremos rectos con agujero para un tornillo de retención
E	Extremos redondos con agujeros para dos tornillos de retención
F	Extremos rectos con agujeros para dos tornillos de retención
G	Extremos rectos con chaflán con agujero para un tornillo de retención
H	Extremos rectos con chaflán con agujeros para dos tornillos de retención
J	Extremos rectos con chaflán y agujero para un manguito de sujeción

Se designan como:

Lengüeta "Tipo" $b \times h \times l$ DIN 6885

Ejemplo:

— Lengüeta A $12 \times 8 \times 56$ DIN 6885

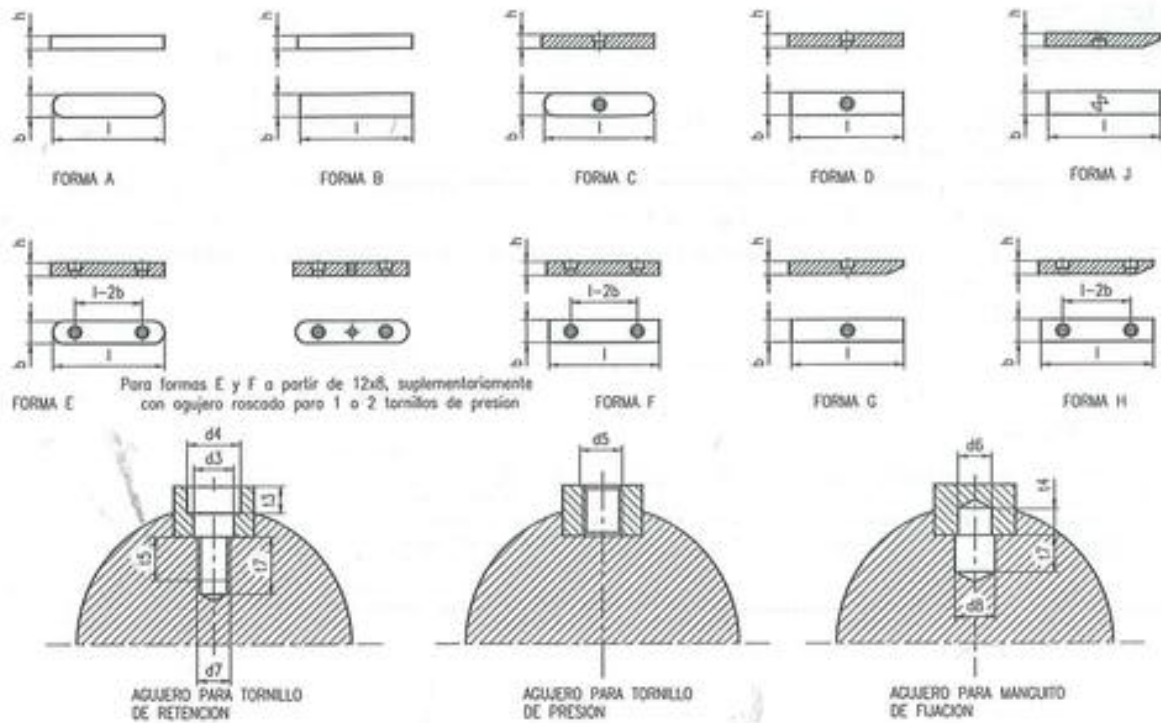


FIGURA 16.5. Lengüetas de ajuste.

B) Lengüetas redondas

Se utilizan en ejes de pequeño diámetro cuando el esfuerzo que se va a transmitir es bajo (el eje queda muy debilitado por el chavetero).

La norma DIN 6888 indica las dimensiones normalizadas que se usan para las lengüetas redondas y sus alojamientos. Se designan como:

Lengüeta redonda $b \times h$ DIN 6888

Ejemplo:

— Lengüeta redonda 8×11 DIN 6888

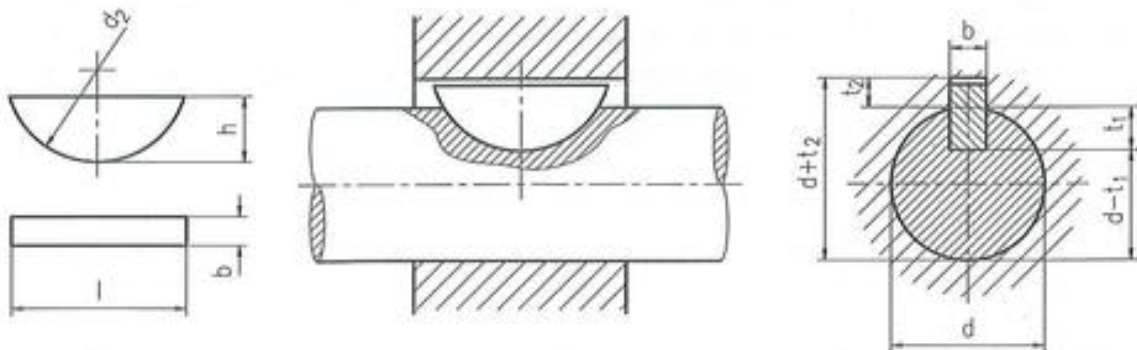


FIGURA 16.6. Lengüetas redondas.

16.2. Chavetas tangenciales

Las chavetas pueden disponerse también tangencialmente a la superficie de contacto. En este caso se denominan *chavetas tangenciales*. Sus dimensiones aparecen en la norma DIN 268. Estas chavetas hacen solidaria la traslación y rotación entre las dos piezas. Se montan siempre como dos pares, en sentido contrapuesto (unas transmiten el giro en un sentido y las otras en el otro). Los pares de chavetas tangenciales suelen disponerse formando un ángulo de 120° , aunque si existen dificultades de montaje, pueden disponerse también a 180° .

Se designan como:

Chaveta tangencial $b \times t_f \times l$ DIN 268

Ejemplo:

— Chaveta tangencial $60 \times 20 \times 250$ DIN 268

La longitud " l " depende de la construcción del conjunto correspondiente, debiendo ser indicada en la designación de la chaveta. Se recomienda elegir una longitud que sea aproximadamente superior en un 10% o 15% a la longitud del cubo.

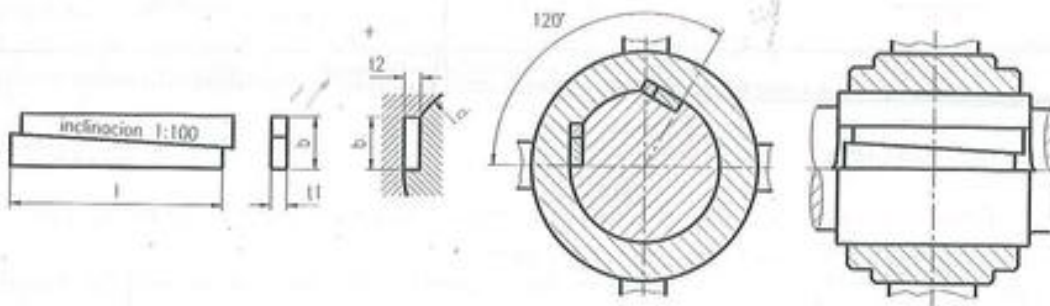


FIGURA 16.7. Chavetas tangenciales.

16.3. Representación en planos y acotación de chavetas, lengüetas y ranuras

Las dimensiones y tipos de las chavetas y lengüetas, como elementos normalizados que son, se indican en un plano mediante su designación, en la casilla correspondiente de la lista de piezas en el cuadro de rotulación del plano de conjunto. Por este motivo, no necesitan plano de despiece ya que su designación las identifica y define completamente.

No obstante, sí es preciso definir, y por lo tanto representar y acotar, las ranuras que hay que hacer en el eje y en la rueda que unen estos elementos. Esta definición debe ser completa e inequívoca, dado que se trata de una construcción que se va a realizar sobre dos piezas, eje y rueda, que deben fabricarse a partir de unos planos constructivos debidamente realizados y definidos. En la figura 16.8 aparecen representadas las vistas necesarias para definir las ranuras sobre el eje y la rueda para chavetas de extremos redondos y para chavetas de extremos planos.

Las ranuras sobre el eje se realizan siempre con fresados, fresado vertical para las de extremos redondos y fresado horizontal para las de extremos planos y lengüetas de disco. La norma DIN 406 hoja 3, apartado 9, señala la forma de acotar los chaveteros y las ranuras de los ejes. Las dimensiones que se consignan son, además del diámetro del agujero " d " para el eje y la rueda, la anchura " b ", la profundidad " t_f " (cota de fabricación) en el eje (y opcio-

nalmente la cota entre paréntesis " $(d-t_1)$ " como cota de comprobación), " $d+t_2$ " en la rueda, la longitud de la chaveta " l " para chavetas de extremos redondos (nótese que se debe especificar la longitud total l de la ranura, que coincide con la longitud de la chaveta, que es una *cota funcional*, y no se especifica la longitud $l-d$, que sería la distancia entre centros de la ranura y por lo tanto la cota de fabricación), la longitud de la chaveta " l " en las de extremos planos, y la cota de situación " H " de la ranura sobre el eje. Por motivos constructivos y de montaje, las ranuras del alojamiento de las chavetas sobre las ruedas son siempre pasantes.

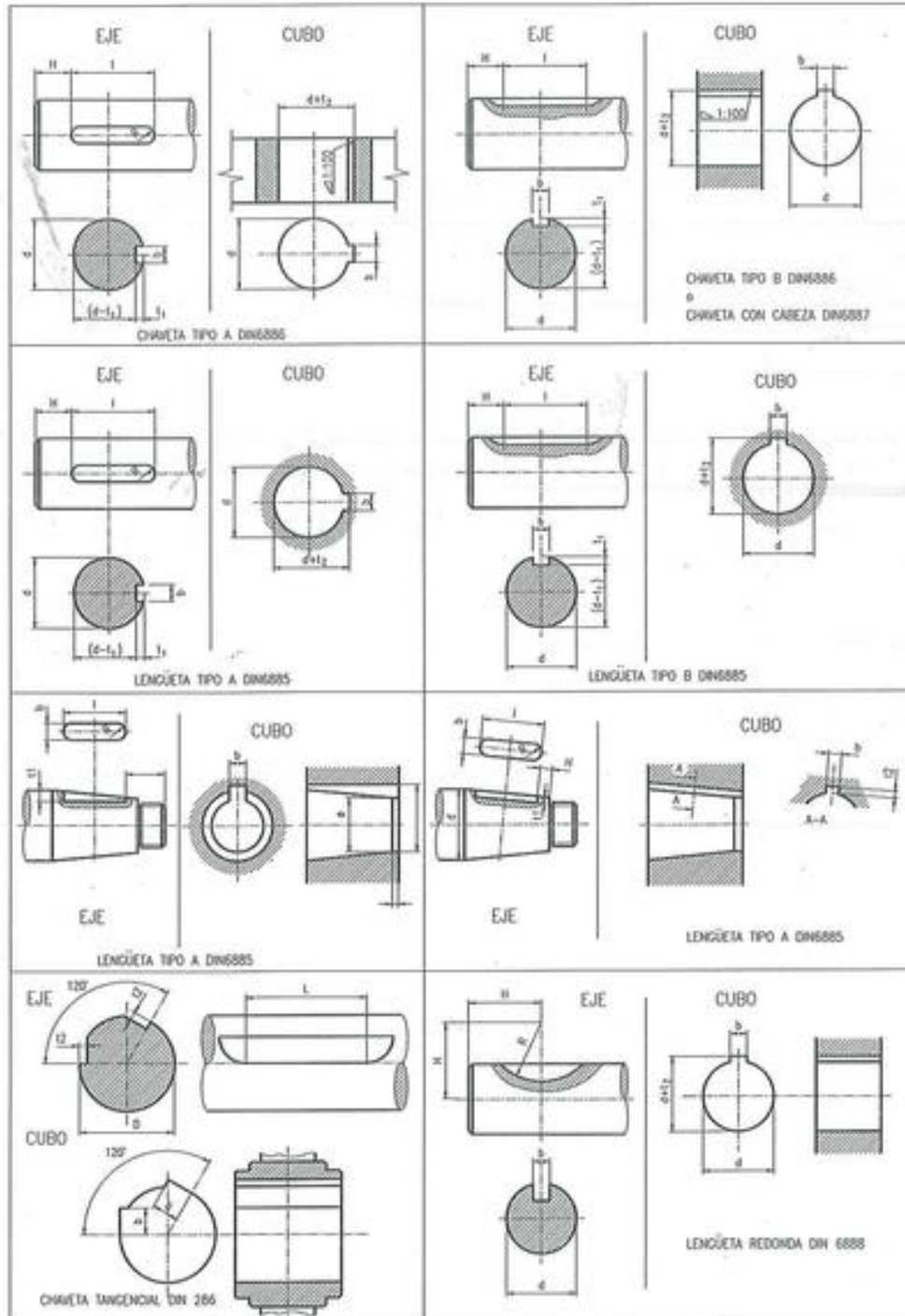


FIGURA 16.8. Representación en planos de ranuras sobre ejes y ruedas.

El radio de la fresa que se va a utilizar para las ranuras en los ejes con chavetas de extremos planos, no es preciso especificarlo, si no se considera estrictamente necesario determinar uno. A modo de orientación, se recomienda utilizar los siguientes valores:

Para diámetro de eje d	Diámetro mínimo de fresa S
10 a 30	65
30 a 60	75
60 a 100	85
más de 100	90

Las chavetas que están montadas sobre ejes cónicos pueden estar situadas en dirección paralela al eje del cono o paralela a la generatriz, según se puede ver en la figura 16.8. En cualquier caso, el diámetro a considerar a la hora de elegir las dimensiones normalizadas de la chaveta es el que corresponde al mayor diámetro del tronco de cono. Las vistas necesarias y las cotas que se deben reflejar en cada caso se muestran en la figura 16.8.

16.4. Ejes acanalados o ejes nervados

Los ejes acanalados o ejes nervados se utilizan cuando la potencia que se transmite es importante (y no basta con una chaveta). Los ejes acanalados son el resultado de realizar unas ranuras sobre el eje, dando lugar a unos nervios que cumplen la misma función que las chavetas. Es una solución más cara de fabricación que las uniones enchavetadas pero, sin embargo, permite una transmisión mayor de potencia.

16.4.1. Ejes nervados con flancos rectos

Son aptos para transmitir grandes pares. Sin embargo, no son aptos para grandes velocidades de rotación.

Sus dimensiones vienen definidas según las normas DIN 5461, DIN 5462 (serie ligera), DIN 5463 (serie media) y DIN 5464 (serie pesada).

En la designación se utiliza la letra *A* cuando se refiere al perfil del cubo nervado o la letra *B* cuando se refiere al perfil del eje nervado. Se designan como:

SERIE LIGERA:

Perfil de cubo nervado *A* $n^\circ \text{ nervios} \times d1 \times d2$ DIN 5462

Perfil de eje nervado *B* $n^\circ \text{ nervios} \times d1 \times d2$ DIN 5462

SERIE MEDIA:

Perfil de cubo nervado *A* $n^\circ \text{ nervios} \times d1 \times d2$ DIN 5463

Perfil de eje nervado *B* $n^\circ \text{ nervios} \times d1 \times d2$ DIN 5463

SERIE PESADA:

Perfil de cubo nervado *A* $n^\circ \text{ nervios} \times d1 \times d2$ DIN 5464

Perfil de eje nervado *B* $n^\circ \text{ nervios} \times d1 \times d2$ DIN 5464

Ejemplos:

- Perfil de cubo nervado A $6 \times 28 \times 32$ DIN 5462
- Perfil de eje nervado B $6 \times 28 \times 32$ DIN 5462
- Perfil de cubo nervado A $8 \times 46 \times 54$ DIN 5463
- Perfil de eje nervado B $8 \times 46 \times 54$ DIN 5463

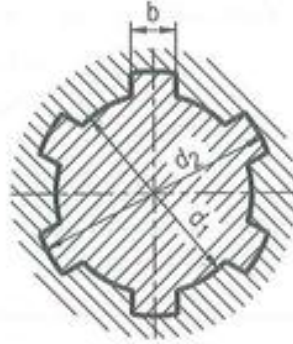


FIGURA 16.9. Ejes nervados de flancos rectos.

16.4.2. Ejes nervados con flancos de evolvente

Permiten grandes velocidades de rotación y muy buen centraje. Se proyectan y fabrican con las mismas técnicas que el dentado de engranajes.

Sus dimensiones vienen definidas según la norma DIN 5482. En la designación se utiliza la letra *A* cuando se refiere al perfil del cubo nervado o la letra *B* cuando se refiere al perfil del eje nervado. Se designan como:

Perfil de cubo nervado A $d1 \times d2$ DIN 5482

Perfil de eje nervado B $d1 \times d2$ DIN 5482

Ejemplos:

- Perfil de cubo nervado A 25×22 DIN 5482
- Perfil de eje nervado B 25×22 DIN 5482

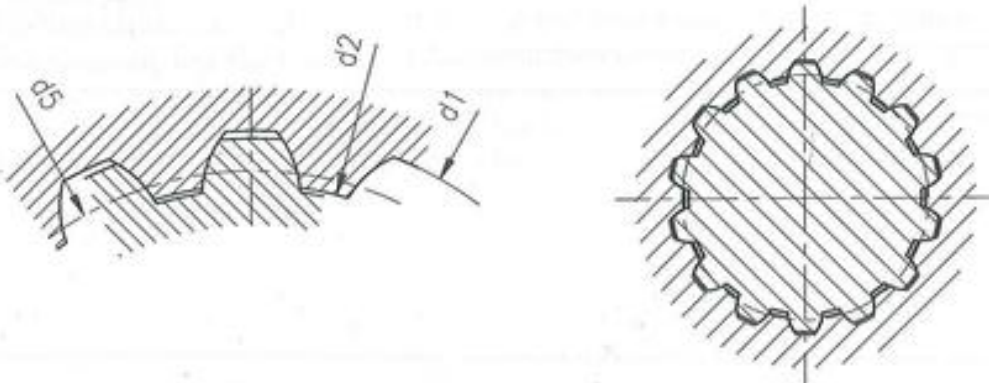


FIGURA 16.10. Ejes nervados con flancos de evolvente.

16.4.3. Ejes nervados con dientes entallados

Se obtiene con ellos un peor centrado que con los dos tipos anteriores, pero permite ajustar un elemento según distintas posiciones.

Sus dimensiones vienen definidas según la norma DIN 5481. En la designación se utiliza la letra *A* cuando se refiere al perfil del cubo nervado o la letra *B* cuando se refiere al perfil del eje nervado. Se designan como:

Perfil de cubo nervado A $d1 \times d3$ DIN 5481

Perfil de eje nervado B $d1 \times d3$ DIN 5481

Ejemplos:

- Perfil de cubo nervado A 12 $\times$ 14 DIN 5481
- Perfil de eje nervado B 12 $\times$ 14 DIN 5481

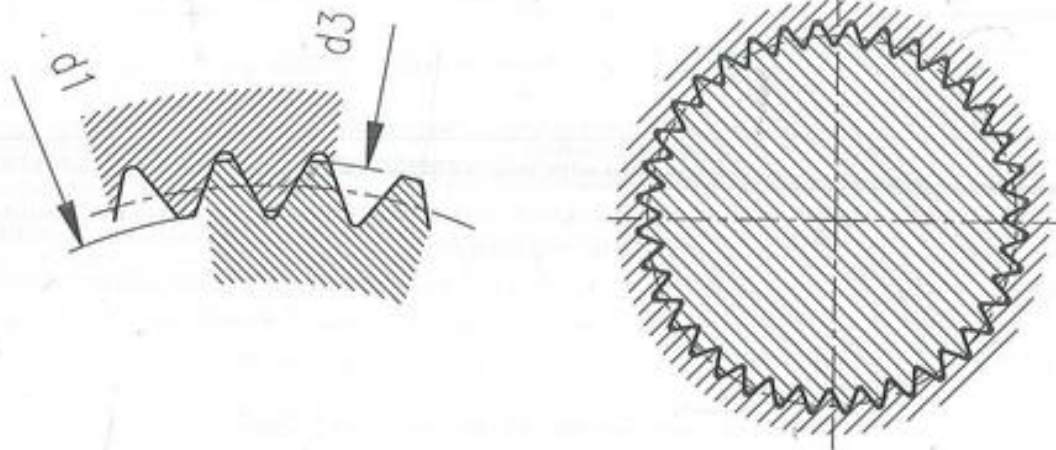


FIGURA 16.11. Ejes nervados con dientes entallados.

16.4.4. Representación y acotación en planos de acanaladuras

Las acanaladuras no son un elemento normalizado en sí sino que son una construcción normalizada que se hace sobre un elemento determinado (un eje o una rueda). La designación normalizada de esta construcción indica y define cuál es la forma exacta que deben tener, y debe situarse sobre los planos constructivos del elemento sobre el que aparecen. En la figura 16.12 se ofrecen algunos ejemplos de representación acotada de estos elementos.

La forma de representar gráficamente las acanaladuras es su representación real, sin simplificar, tal y como se ve en la figura 16.12, o la representación simplificada que se observa en la figura 16.12.

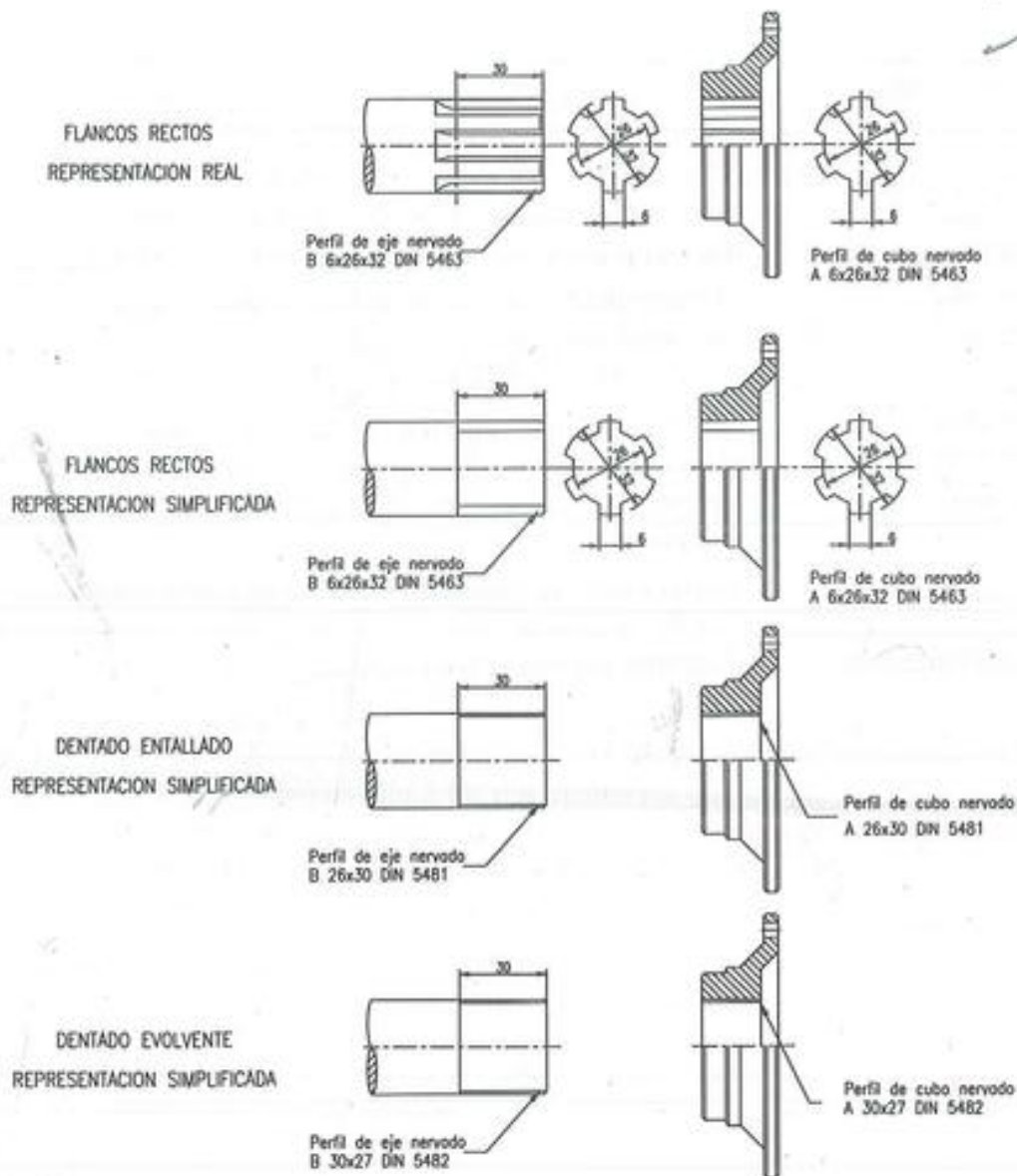


FIGURA 16.12. Representación en planos de acanaladuras.

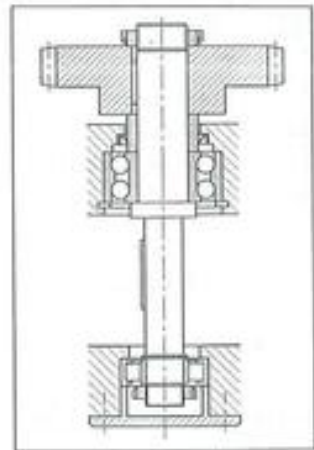
16.5. Normativa

Seguidamente se indican las normas de aplicación en chavetas y ejes nervados.

Norma	Título
DIN 268	Chavetas tangenciales y chaveteros tangenciales para esfuerzos de choques alternativos.
DIN 271	Chavetas tangenciales y chaveteros tangenciales para esfuerzos invariables.
DIN 6885 h1	Lengüetas de ajuste. Ranuras. Forma alta.
DIN 6885 h2	Lengüetas de ajuste. Ranuras. Forma alta para máquinas herramientas. Dimensiones y aplicación.

Norma	Título
DIN 6885 h3	Lengüetas de ajuste. Forma baja. Dimensiones y aplicación.
DIN 6886	Chavetas. Ranuras. Dimensiones y aplicación.
DIN 6887	Chavetas con cabeza. Ranuras. Dimensiones y aplicaciones.
DIN 6888	Lengüetas redondas. Dimensiones y aplicación.
DIN 6889	Chavetas media caña con cabeza. Dimensiones y aplicación.
DIN 5461	Acoplamientos de ejes nervados con flancos rectos.
DIN 5462	Acoplamientos de ejes nervados. Serie ligera.
DIN 5463	Acoplamientos de ejes nervados. Serie media.
DIN 5464	Acoplamientos de ejes nervados. Serie pesada.
DIN 5465	Acoplamientos de ejes nervados. Tolerancias.
DIN 5481	Perfiles de cubos con dientes entallados y ejes con dientes entallados.
DIN 5482	Perfiles de cubos dentados y perfiles de ejes dentados con flancos de evolvente.
UNE 17 102 67/1	Chavetas paralelas. Serie normal.

RODAMIENTOS



Un *rodamiento* es un elemento que se sitúa entre dos piezas con un eje común que pueden girar una respecto a la otra. El rodamiento sustituye el posible deslizamiento entre los dos elementos por una rodadura. En este caso la potencia absorbida por la rodadura es mucho menor de la que se absorbería por deslizamiento.

Un rodamiento está formado básicamente por cuatro elementos: un *aro interior*, un *aro exterior*, los *elementos rodantes* y la *jaula* (figura 17.1). El aro exterior y el interior son los elementos que se fijan solidariamente a los dos elementos que acopla el rodamiento (por ejemplo, a una carcasa y a un eje). En algunos casos se pueden sustituir los aros por un alojamiento sobre la pieza en cuestión convenientemente mecanizado. Los dos aros tienen unas gargantas, denominadas *caminos de rodadura*, por donde rodarán los elementos rodantes (bolas, rodillos o agujas). Estos elementos rodantes girarán sobre su propio eje produciéndose una rodadura sobre los caminos de rodadura de los rodamientos, permitiendo el giro relativo entre los dos aros y, en definitiva, de las dos piezas que unen. Por último, la jaula es un componente que agrupa a todos los elementos rodantes, manteniendo su posición relativa, evitando que los elementos rodantes se desmonten, pero permitiendo el giro y, por consiguiente, la rodadura de estos elementos.

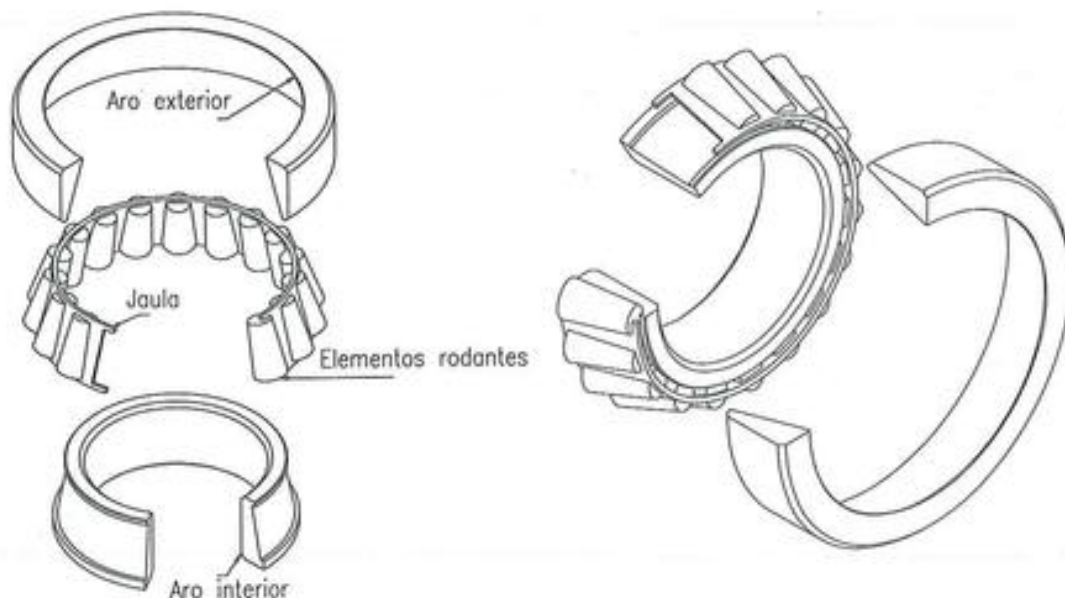


FIGURA 17.1. Partes de un rodamiento.

17.1. Tipos de rodamientos

Los rodamientos se diseñan para permitir el giro relativo entre dos piezas y para soportar cargas puramente radiales, puramente axiales o combinaciones de ambas. Cada tipo de rodamiento presenta unas propiedades que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuado para una aplicación determinada. Los principales tipos de rodamientos son:

17.1.1. Rodamientos rígidos de bolas

Los rodamientos rígidos de bolas (figura 17.2a) tienen un campo de aplicaciones muy amplio. Son de diseño sencillo, no desmontables, adecuados para altas velocidades de funcionamiento, y además requieren poco mantenimiento. Son el tipo de rodamiento más común y el más utilizado. Existen varios diseños de rodamientos rígidos de bolas, aunque los más significativos son los de una hilera de bolas (figura 17.2b) y los de dos hileras (figura 17.2c).

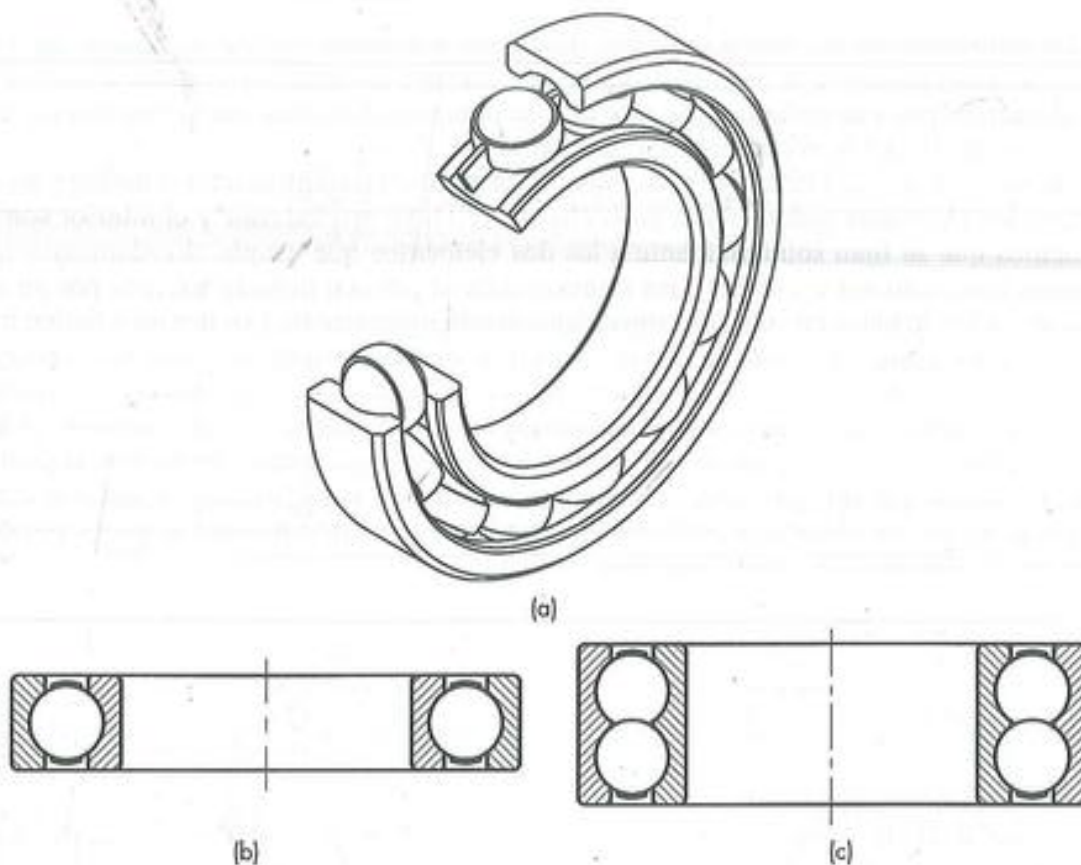


FIGURA 17.2. Rodamientos rígidos de bolas.

17.1.2. Rodamientos de bolas a rótula

Los rodamientos de bolas a rótula tienen dos hileras de bolas con un camino de rodadura esférico común en el aro exterior del rodamiento. Esta última característica hace que el rodamiento sea autoalineable, permitiéndose desviaciones angulares del eje respecto al soporte. Son especialmente adecuados para aplicaciones en las que se pueden producir desalineaciones o deformaciones del eje. En la figura 17.3 se muestra un modelo de estos rodamientos.



FIGURA 17.3. Rodamientos de bolas a rótula.

17.1.3. Rodamientos de bolas con contacto angular

Los rodamientos de bolas con contacto angular tienen los caminos de rodadura de sus aros interior y exterior desplazados entre sí respecto al eje del rodamiento. Son particularmente útiles para soportar cargas combinadas (cargas axiales y radiales que actúan simultáneamente). Existen varios tipos de diseño, entre los que cabe resaltar los rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular (figura 17.4a), los de dos hileras de bolas con contacto angular (figura 17.4b) y los de bolas con cuatro puntos de contacto (figura 17.4c).

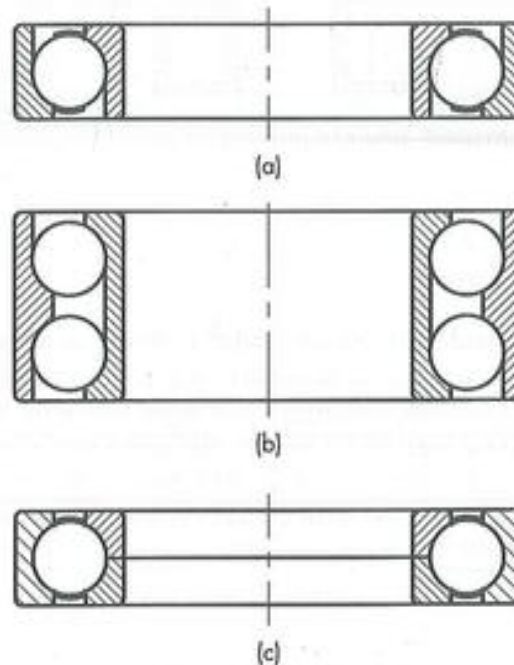


FIGURA 17.4. Rodamientos de bolas con contacto angular.

17.1.4. Rodamientos de rodillos cilíndricos

Tienen la misma función que los rodamientos rígidos de bolas, es decir, absorber cargas puramente radiales. No obstante, su capacidad de carga es mucho más elevada. Son desmontables y existe una gran variedad de tipos, siendo la mayoría de ellos de una sola hilera de rodillos con jaula (figura 17.5a). Existen rodamientos sin pestañas en el aro interior (figura 17.5b), sin pestañas en el exterior (figura 17.5c), con una pestaña en el interior (figura 17.5d) o con una pestaña en el exterior (figura 17.5e).

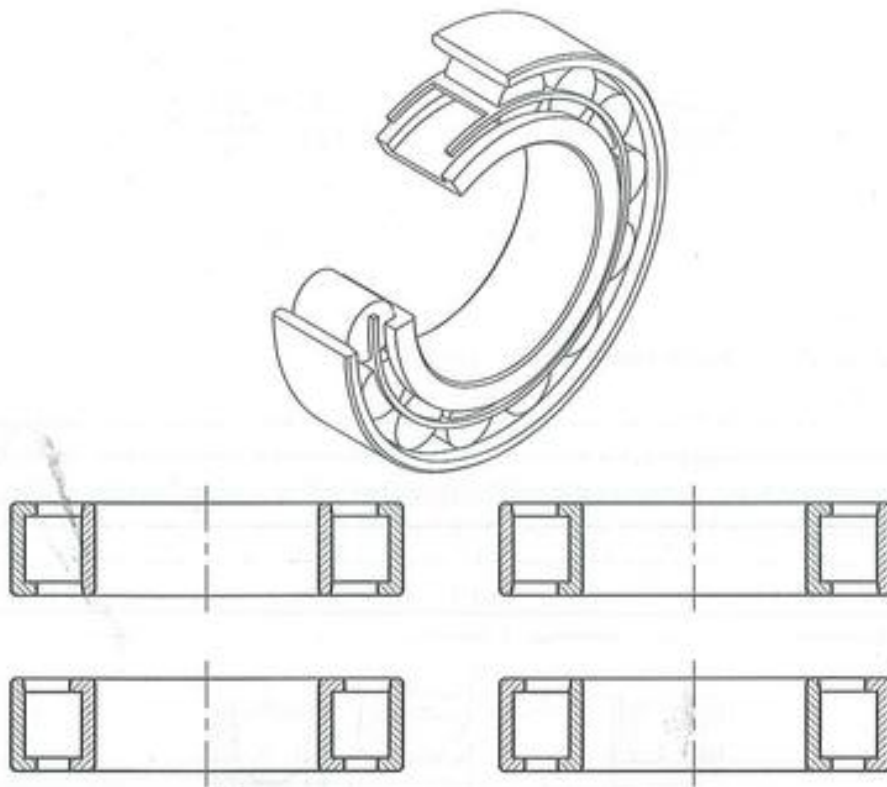


FIGURA 17.5. Rodamientos de rodillos cilíndricos.

17.1.5. Rodamientos de agujas

Son un tipo especial de rodamientos de rodillos cilíndricos donde éstos se caracterizan por ser finos y largos en relación con su diámetro, por lo que se les denomina *agujas*. Estos rodamientos tienen gran capacidad de carga y son especialmente útiles en montajes donde se dispone de un espacio radial limitado. Los más utilizados son: casquillos de agujas sin fondo (figura 17.6d), casquillos de agujas con fondo (figura 17.6c), rodamientos de agujas con aro interior (figura 17.6a) y rodamientos de agujas sin aro interior (figura 17.6b). Cuando el espacio radial es muy reducido, se pueden utilizar coronas de agujas sin aro interior ni exterior (figura 17.6e).

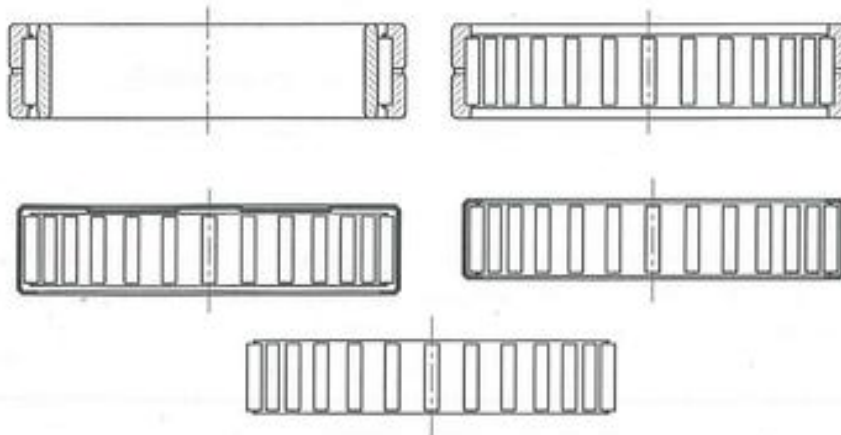


FIGURA 17.6. Rodamientos de agujas.

17.1.6. Rodamientos de rodillos a rótula

Los rodamientos de rodillos a rótula están compuestos por dos hileras de rodillos con un camino de rodadura esférico común sobre el aro exterior. Cada uno de los dos caminos de rodadura del aro interior está inclinado formando un ángulo con el eje del rodamiento. Estos rodamientos son autoalineables, pueden soportar cargas radiales y cargas axiales, y tienen una gran capacidad de carga.



FIGURA 17.7. Rodamientos de rodillos a rótula.

17.1.7. Rodamientos de rodillos cónicos

Los rodamientos de rodillos cónicos tienen los rodillos dispuestos entre los caminos de rodadura cónicos de los aros interior y exterior (figura 17.8a). El diseño de estos rodamientos los hace especialmente adecuados para soportar cargas combinadas. Su capacidad de carga axial depende del ángulo de contacto (semiángulo cónico del camino de rodadura exterior), cuanto mayor es este ángulo, mayor es la capacidad de carga axial del rodamiento.

Los rodamientos de rodillos cónicos normalmente son desarmables, es decir, el aro interior y la corona de rodillos forman una unidad que puede montarse aparte del aro exterior.

Existen rodamientos de rodillos cónicos de varios tipos. Los más normales son los de una hilera de rodillos (figura 17.8b) y los de dos hileras (figura 17.8c).

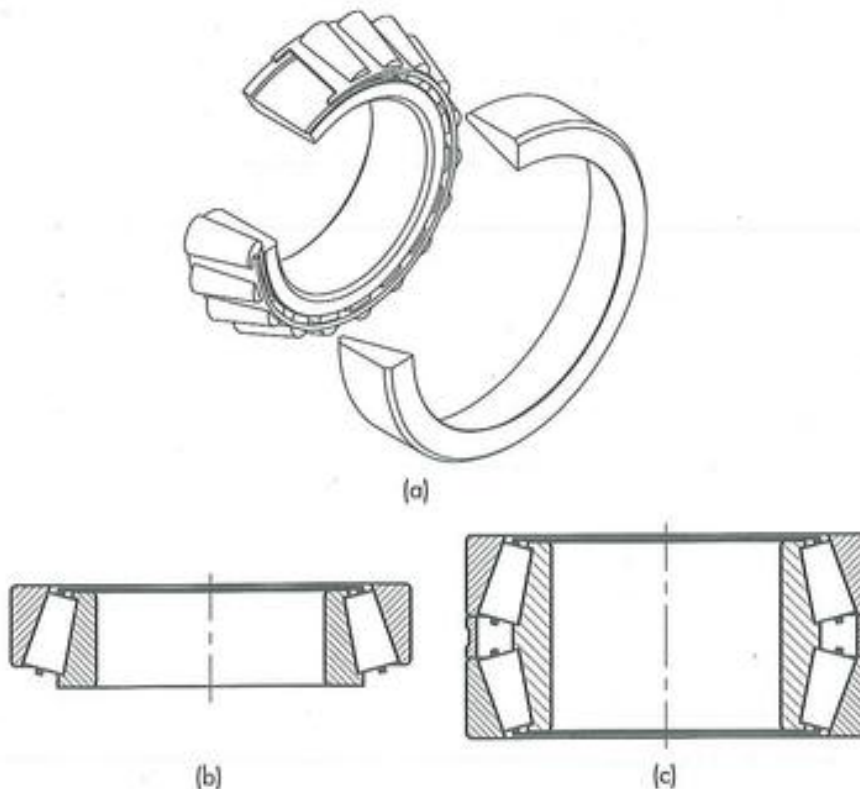


FIGURA 17.8. Rodamientos de rodillos cónicos.

17.1.8. Rodamientos axiales de bolas

Los rodamientos axiales de bolas (figura 17.9a) pueden ser de dos tipos: de simple efecto y de doble efecto.

En cuanto a los rodamientos axiales de bolas de simple efecto (figura 17.9b) son adecuados para absorber cargas axiales y fijar el eje en un solo sentido, y pueden absorber cargas radiales pequeñas. Están formados por una arandela de eje, sujeta al eje, con un camino de rodadura, un conjunto axial de bolas con su jaula y una arandela de alojamiento, sujeta al alojamiento, con su correspondiente camino de rodadura. Son desarmables y su montaje es muy simple, ya que los componentes se pueden montar por separado.

Los rodamientos axiales de bolas de doble efecto (figura 17.9c) son adecuados para absorber cargas axiales y fijar el eje en ambos sentidos. Sin embargo no soportan cargas radiales. Están formados por una arandela de eje, que va montada sujeta al eje, con su camino de rodadura en cada cara, dos conjuntos de bolas y sus jaulas y dos arandelas de alojamiento montadas sujetas al alojamiento. Son desarmables y los conjuntos de bolas y jaulas son los mismos que los correspondientes a simple efecto.

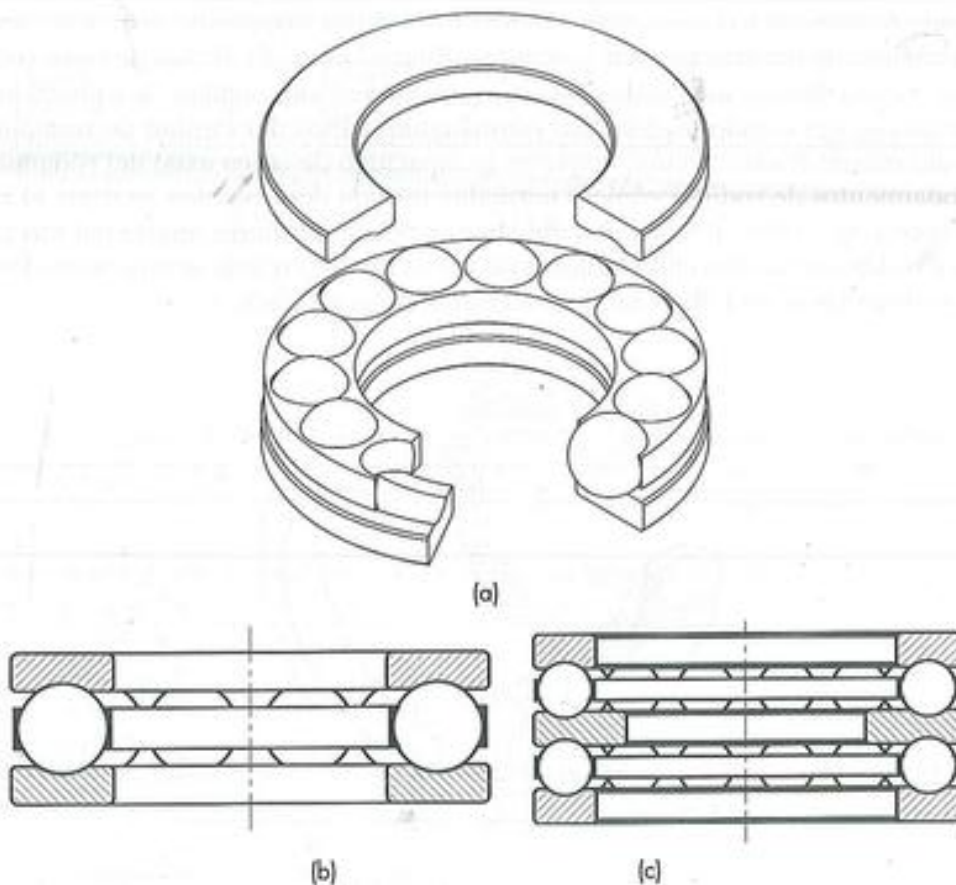


FIGURA 17.9. Rodamientos axiales de bolas.

17.1.9. Rodamientos axiales de rodillos

Los rodamientos axiales de rodillos cilíndricos (figura 17.10a) y de rodillos cónicos (figura 17.10b) son adecuados para disposiciones que tengan que soportar grandes cargas axiales. Se suelen emplear cuando la capacidad de carga de los rodamientos axiales de bolas es

inadecuada. Los rodamientos axiales de rodillos a rótula (figura 17.10c) son también capaces de soportar cargas radiales y de absorber desalineaciones de los ejes.

Estos rodamientos son de diseño simple, se componen de una arandela de eje, una arandela de alojamiento y un conjunto de jaula y rodillos.

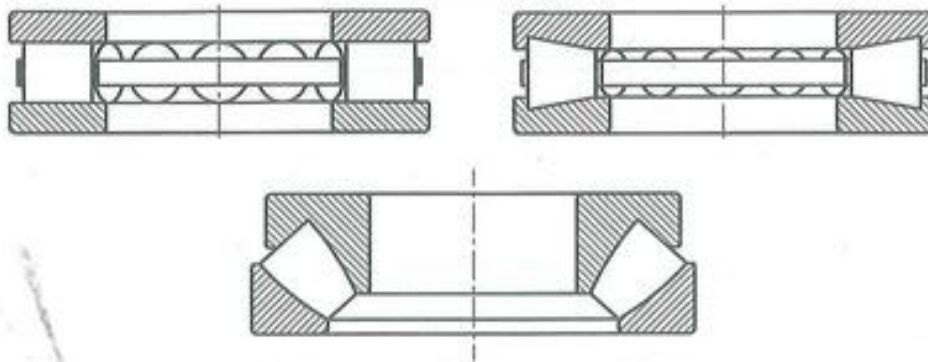


FIGURA 17.10. Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos y cónicos.

17.1.10. Rodamientos axiales de agujas

Los rodamientos axiales de agujas (figura 17.11) pueden soportar grandes cargas axiales y requieren un espacio axial mínimo. Son rodamientos de simple efecto y sólo pueden absorber cargas axiales en un sentido.

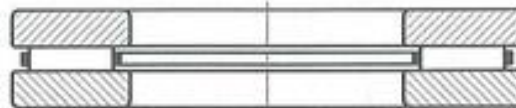


FIGURA 17.11. Rodamientos axiales de agujas.

17.2. Criterios para la selección del tipo de rodamiento

Cada tipo de rodamiento presenta unas propiedades características que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuado para una aplicación determinada. Por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales medias y cargas axiales, tienen además un bajo rozamiento y pueden fabricarse con alta precisión y en variantes de funcionamiento silencioso. Este tipo de rodamientos se usan, por ejemplo, en motores eléctricos de tamaño pequeño y medio.

Los rodamientos de rodillos a rótula pueden soportar cargas muy pesadas y son autoalineables. Estas propiedades hacen que sean especialmente adecuados, por ejemplo, para aplicaciones de ingeniería pesada, donde las cargas son muy elevadas y producen deformaciones y desalineaciones. No obstante, cuando se vaya a seleccionar el tipo de rodamiento, se deben considerar diversos factores y contrastarlos entre sí. Por esta razón conviene dar unas reglas generales de selección.

17.2.1 Espacio disponible

En muchas ocasiones al menos una de las dimensiones principales del rodamiento (generalmente el diámetro del agujero o el del eje) viene determinada por las características del diseño de la máquina a la que va destinado.

Para una dimensión determinada fija (figura 17.12) existen distintos tipos de rodamientos posibles (por ejemplo, rodamientos rígidos de bolas, o rodamientos de rodillos cilíndricos). La elección de un tipo de rodamiento u otro para unas dimensiones dadas depende entonces de otros factores, como la capacidad de carga, velocidad de funcionamiento, etc.

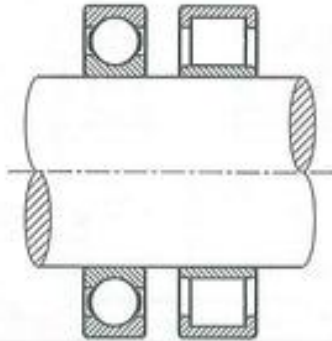


FIGURA 17.12. Rodamientos con igual diámetro exterior e interior.

Para los ejes de pequeño diámetro (figura 17.13a) se puede utilizar cualquier tipo de rodamiento de bolas, aunque los más comunes son los rodamientos rígidos de bolas. Los rodamientos de agujas también son apropiados. Para ejes de grandes diámetros (figura 17.13b) es conveniente utilizar rodamientos rígidos de bolas, rodamientos de rodillos cilíndricos, de rodillos a rótula o de rodillos cónicos.

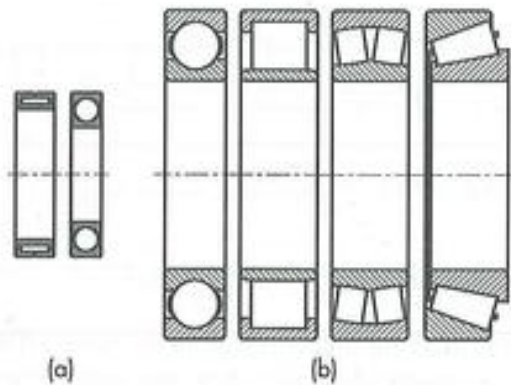


FIGURA 17.13. Tipos de rodamientos según el tamaño del eje.

Cuando el espacio radial disponible es limitado, deberán elegirse rodamientos de pequeña sección, como por ejemplo los casquillos de agujas y los rodamientos de agujas sin o con aro interior o las coronas de agujas (figura 17.14).

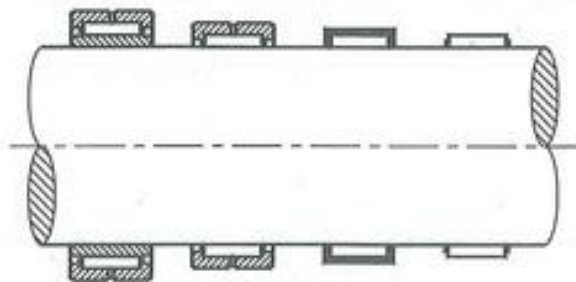


FIGURA 17.14. Rodamientos para espacio radial disponible reducido.

Cuando se presenta limitación de espacio en sentido axial y las cargas son radiales y combinadas, pueden usarse algunas series de rodamientos rígidos de bolas. Para cargas puramente axiales (figura 17.15) es aconsejable recurrir a coronas axiales de agujas, rodamientos axiales de agujas y algunas series de rodamientos axiales de bolas y rodamientos axiales de rodillos cilíndricos.

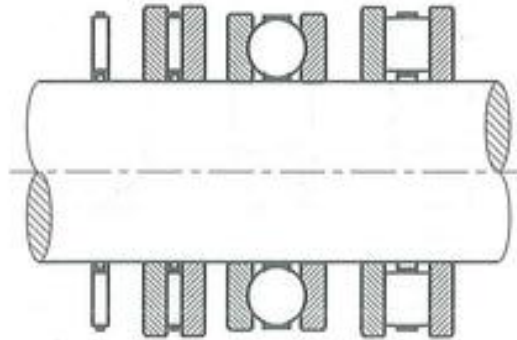


FIGURA 17.15. Limitación de espacio axial y cargas combinadas.

17.2.2. Cargas

Normalmente el factor decisivo para la elección del rodamiento es la magnitud de la carga. En general, para unas mismas dimensiones principales, los rodamientos de rodillos pueden soportar mayores cargas que los rodamientos de bolas. Asimismo, los rodamientos llenos de elementos rodantes pueden soportar mayores cargas que los rodamientos con jaula. Por otro lado, los rodamientos de bolas son los más utilizados cuando las cargas son pequeñas o moderadas, mientras que los rodamientos de rodillos son más adecuados para cargas pesadas y ejes de grandes diámetros (figura 17.16).

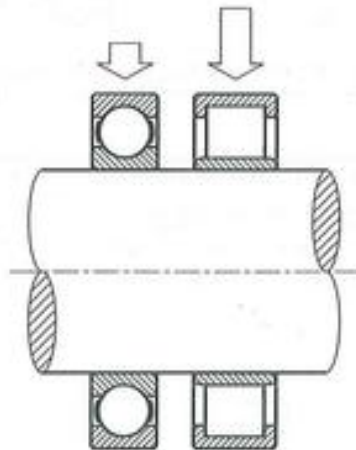


FIGURA 17.16. Cargas radiales en rodamientos.

Respecto a la dirección de la carga, ésta puede ser radial, axial o una combinación de las dos anteriores.

Salvo los rodamientos de rodillos cilíndricos sin pestañas en alguno de sus aros y los rodamientos radiales de agujas, que sólo son adecuados para cargas estrictamente radiales (figura 17.17), todos los demás rodamientos radiales pueden soportar tanto cargas radiales como axiales.

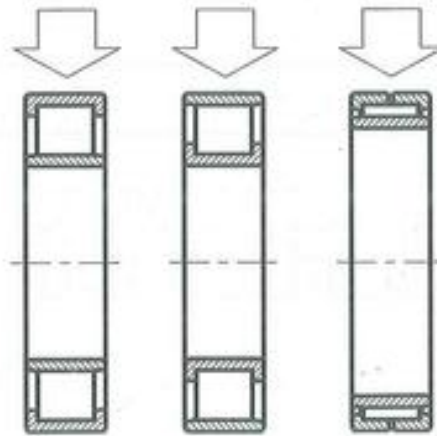


FIGURA 17.17. Rodamientos aptos para cargas únicamente radiales.

Los rodamientos axiales de bolas son los tipos más adecuados para cargas axiales puras pequeñas y moderadas. Los rodamientos axiales de bolas de simple efecto sólo pueden soportar cargas axiales en un sentido. Para cargas axiales en ambos sentidos se necesitan rodamientos de doble efecto (figura 17.18).

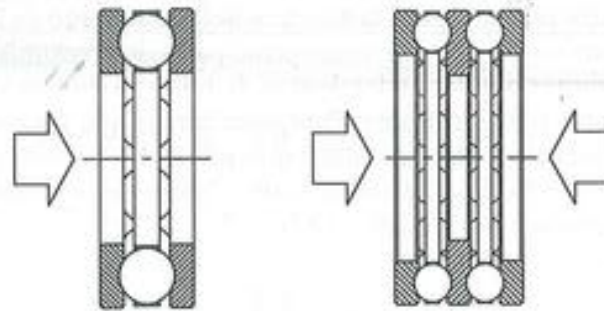


FIGURA 17.18. Rodamientos para cargas axiales.

Los rodamientos de bolas con contacto angular pueden soportar cargas axiales moderadas a altas velocidades. Los rodamientos de simple efecto pueden soportar además cargas radiales actuando simultáneamente con cargas axiales en una dirección, mientras que los rodamientos de doble efecto se usan para cargas axiales en las dos direcciones (figura 17.19).

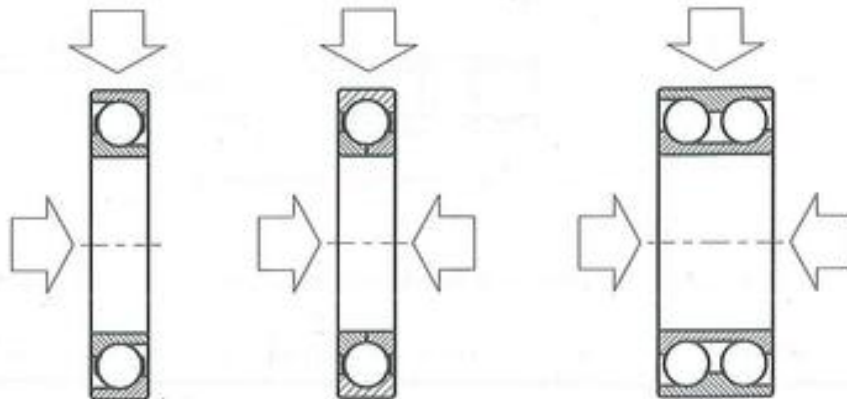


FIGURA 17.19. Rodamientos de bolas con contacto angular.

Para cargas axiales elevadas que actúan en un solo sentido, los rodamientos más indicados son los axiales de agujas (figura 17.20a), los de rodillos cilíndricos (figura 17.20b) y los de rodillos cónicos de simple efecto (figura 17.20c), así como los rodamientos axiales de rodillos a rótula (figura 17.20d), que también son capaces de soportar cargas radiales. Para cargas axiales pesadas alternas, se pueden montar dos rodamientos axiales de rodillos cilíndricos o de rodillos a rótula adyacentes entre sí (figura 17.20e).

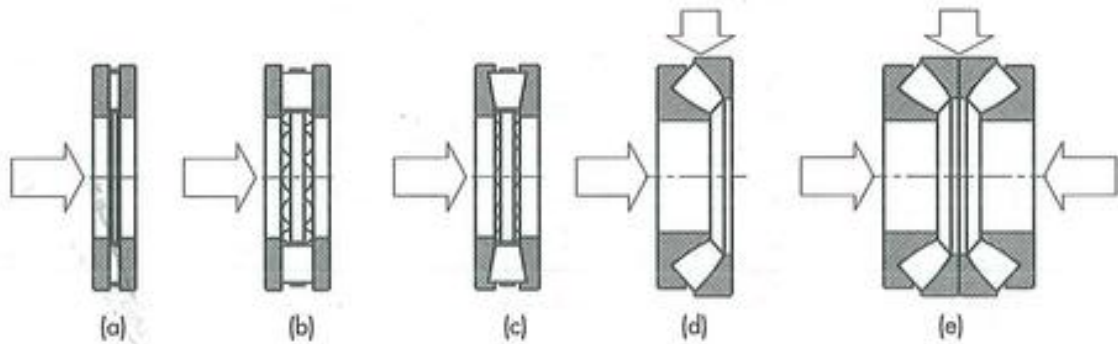


FIGURA 17.20. Rodamientos para cargas axiales elevadas.

Respecto a las cargas combinadas, éstas constan de una carga radial y una carga axial que actúan simultáneamente. La capacidad que tiene un rodamiento de soportar una carga axial está determinada por su ángulo de contacto. Cuanto mayor es este ángulo, tanto más adecuado es el rodamiento para soportar carga axial.

Para soportar cargas combinadas (figura 17.21) se usan principalmente los rodamientos de bolas con contacto angular de una o de dos hileras y los rodamientos de rodillos cónicos de una hilera, aunque también se pueden emplear rodamientos rígidos de bolas o rodamientos de rodillos o de bolas a rótula.

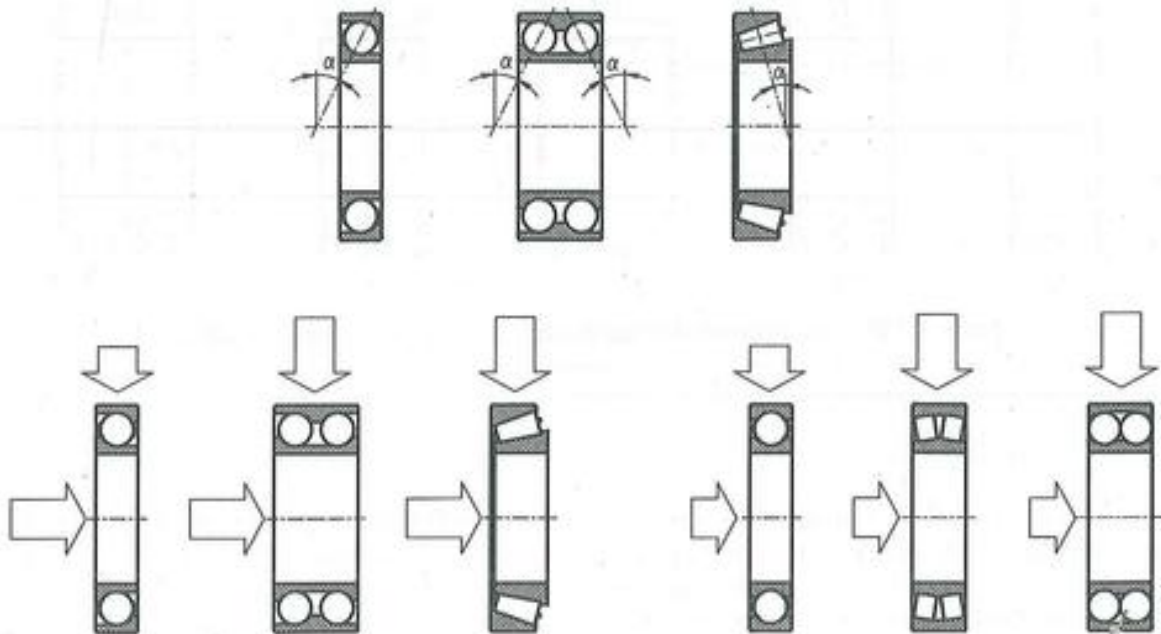


FIGURA 17.21. Rodamientos aptos para cargas combinadas.

Los rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular (figura 17.22a), los de rodillos cónicos (figura 17.22b), algunos tipos de los de rodillos cilíndricos (figuras 17.22c y 17.22d) y los axiales de rodillos a rótula (figura 17.22e) pueden soportar cargas axiales sólo en un sentido. Para cargas de sentido variable, estos rodamientos deberán combinarse con un segundo rodamiento capaz de soportar las cargas axiales en el otro sentido.

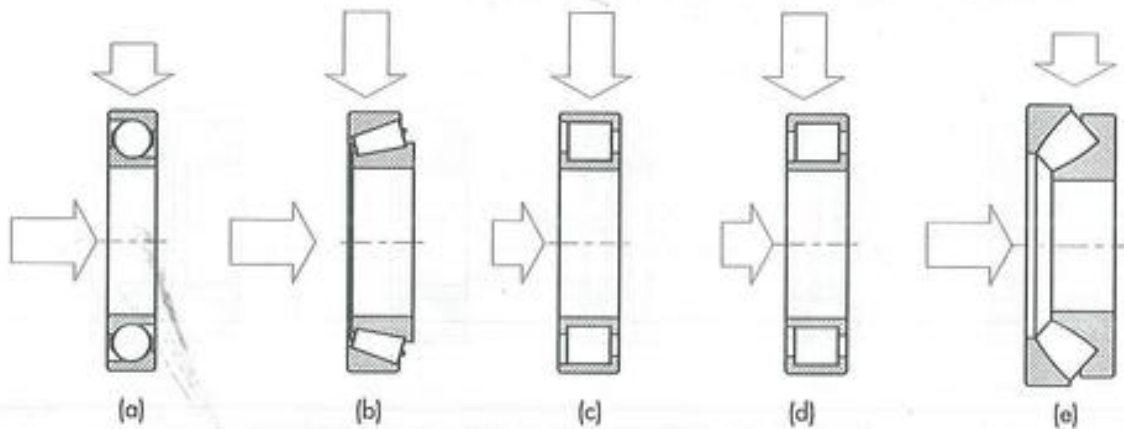


FIGURA 17.22. Rodamientos aptos para cargas radiales y axiales en un solo sentido.

Cuando la carga actúa excéntricamente sobre el rodamiento puede dar lugar a momentos flectores. Los rodamientos de dos hileras, tanto los rígidos de bolas (figura 17.23a) como los de bolas con contacto angular (figura 17.23b) o los de rodillos cónicos (figura 17.23c), pueden soportar momentos flectores, aunque son más adecuadas las parejas de una hilera de bolas con contacto angular (figura 17.23d) o los de rodillos cónicos (figura 17.23e), sobre todo en disposición espalda con espalda.

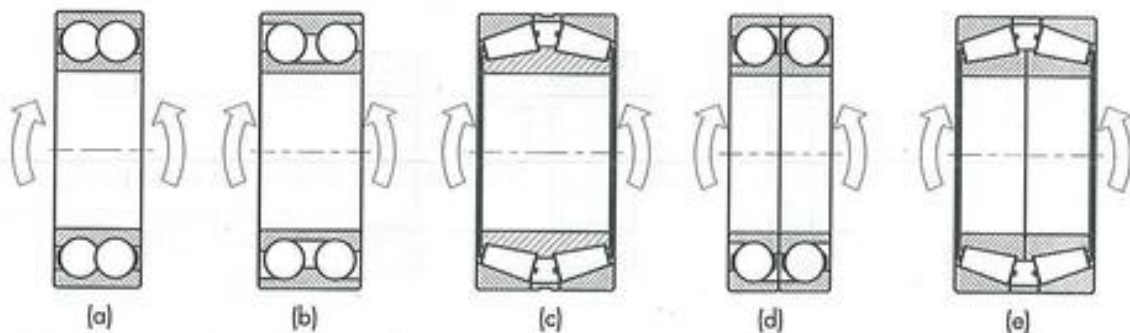


FIGURA 17.23. Disposiciones de rodamientos para soportar momentos flectores.

17.2.3. Desalineación

Las desalineaciones angulares entre el eje y el soporte pueden producirse, por ejemplo, por flexión del eje bajo la carga de funcionamiento, cuando los asientos del rodamiento en el soporte no han sido mecanizados en una sola operación o cuando los ejes están soportados por rodamientos montados en soportes separados y a gran distancia entre sí.

Los llamados rodamientos rígidos no pueden compensar ninguna desalineación. Por otra parte, los rodamientos autoalineables, como los de bolas a rótula (figura 17.24a), los de rodillos a rótula (figura 17.24b) y los axiales de rodillos a rótula (figura 17.24c), son adecuados

para absorber las desalineaciones originadas bajo las cargas de funcionamiento, así como los errores de alineación resultantes del mecanizado o del montaje.

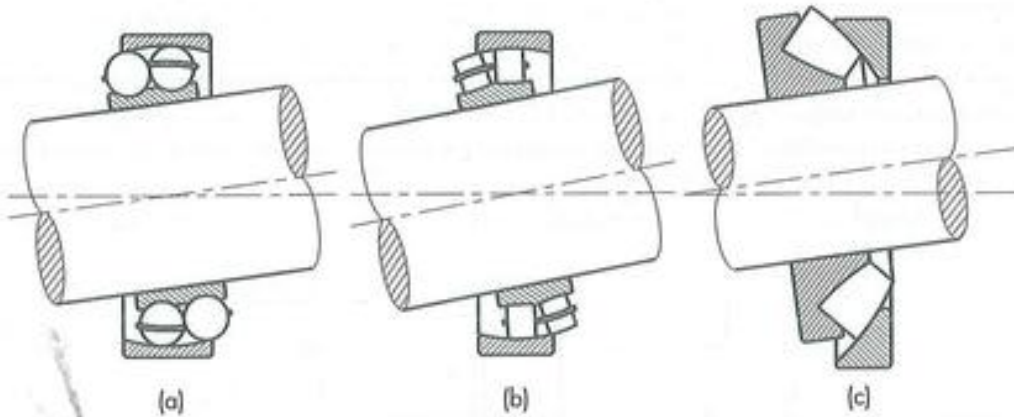


FIGURA 17.24. Rodamientos autoalineables.

17.2.4. Velocidad

La velocidad a la que puede funcionar un rodamiento está limitada por la temperatura máxima permisible de funcionamiento.

Los tipos de bajo rozamiento dan lugar a una generación interna de calor escasa en el propio rodamiento y, por consiguiente, son los más adecuados para funcionar a altas velocidades.

Las máximas velocidades pueden obtenerse con los rodamientos rígidos de bolas, cuando las cargas son radiales puras, y con los rodamientos de bolas con contacto angular para cargas combinadas. Generalmente a igualdad de dimensiones, un rodamiento de bolas permite una mayor velocidad de funcionamiento que uno de rodillos.

Los rodamientos axiales no permiten la obtención de velocidades tan altas como los radiales.

17.2.5. Funcionamiento silencioso

En ciertas aplicaciones, por ejemplo, en pequeños motores eléctricos de electrodomésticos y equipos de oficina, el ruido producido por el motor al funcionar constituye un factor importante y puede influir en la elección del rodamiento. Hay rodamientos rígidos de bolas especialmente fabricados para estas aplicaciones.

17.2.6. Rigidez

La rigidez de un rodamiento se caracteriza por la magnitud de la deformación elástica del rodamiento cargado. En la mayoría de los casos, esta deformación es muy pequeña y puede despreciarse. En otros casos, por ejemplo en husillos de máquinas herramienta o en transmisiones de engranajes cónicos, la rigidez es un factor importante que hay que tener en cuenta.

Los rodamientos de rodillos cilíndricos y los de rodillos cónicos son más rígidos que los rodamientos de bolas debido a las condiciones de contacto entre los elementos rodantes y debido también a los caminos de rodadura.

17.2.7. Desplazamiento axial

Un eje u otro elemento de una máquina va montado normalmente sobre un rodamiento fijo y un rodamiento libre. Los rodamientos fijos proporcionan al elemento de la máquina

un enclavamiento axial en ambos sentidos. Los rodamientos más adecuados para este fin son los que absorben cargas combinadas o los que pueden proporcionar fijación axial en combinación con un segundo rodamiento.

Los rodamientos libres deberán permitir los desplazamientos axiales para que no sufran esfuerzos adicionales, como resultado por ejemplo de la dilatación térmica del eje. Entre los rodamientos más indicados están los de agujas (figura 17.25c) y los de rodillos cilíndricos con uno de los aros sin pestañas (figuras 17.25a y 17.25b). Estos rodamientos permiten el desplazamiento axial de los rodillos con respecto a uno de los caminos de rodadura, de forma que tanto los aros interiores como los exteriores pueden montarse con ajustes de interferencia. Los valores para el desplazamiento axial permisible se enumeran en las tablas de rodamientos.

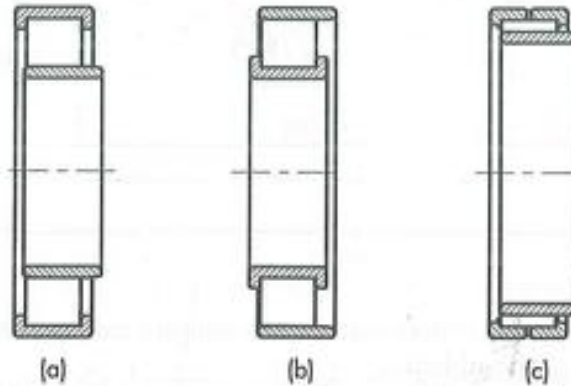


FIGURA 17.25. Rodamientos que permiten desplazamiento axial.

En caso de que se utilicen rodamientos no desarmables (por ejemplo, rodamientos rígidos de bolas o rodamientos de rodillos o rótula) como rodamientos libres, uno de los aros del rodamiento se debe montar con ajuste con juego.

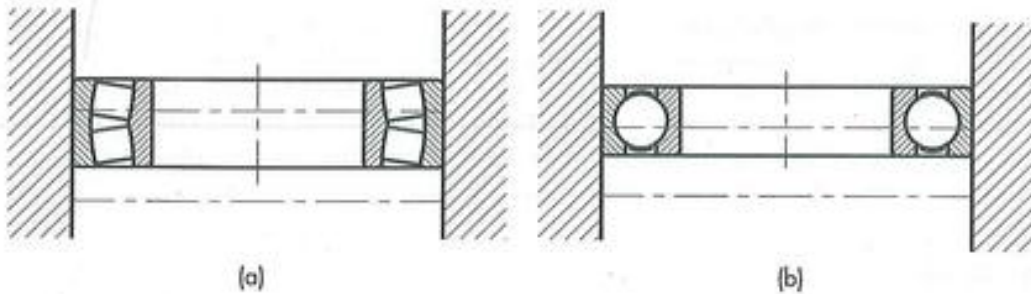


FIGURA 17.26. Desplazamiento axial de rodamientos rígidos.

17.2.8. Montaje y desmontaje

A) Rodamientos con agujero cilíndrico

Los rodamientos con agujero cilíndrico son más fáciles de montar cuando son de diseño desarmable (es decir, cuando pueden separarse alguno o los dos aros del conjunto formado por la jaula y los elementos rodantes). Esta circunstancia es particularmente importante si se precisan ajustes con apriete para los dos aros. Se utilizan también cuando se precisa un montaje y desmontaje frecuente del rodamiento.

Los aros interiores de estos rodamientos, por ejemplo rodamientos de rodillos cilíndricos (figura 17.27a), los de rodillos cónicos (figura 17.27b), los de agujas (figura 17.27c) y los axiales (figura 17.27d) se pueden montar independientemente de los aros exteriores.

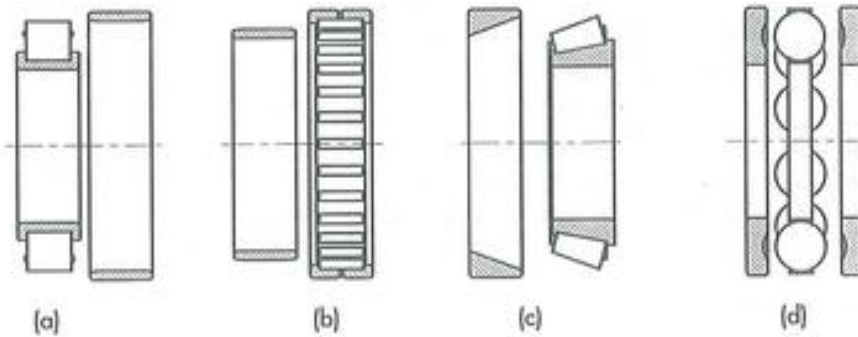


FIGURA 17.27. Rodamientos desarmables.

Entre los tipos de rodamientos no desarmables figuran los rodamientos rígidos de bolas, los de bolas a rótula y los de bolas con contacto angular, así como los rodamientos de rodillos a rótula (figura 17.28).

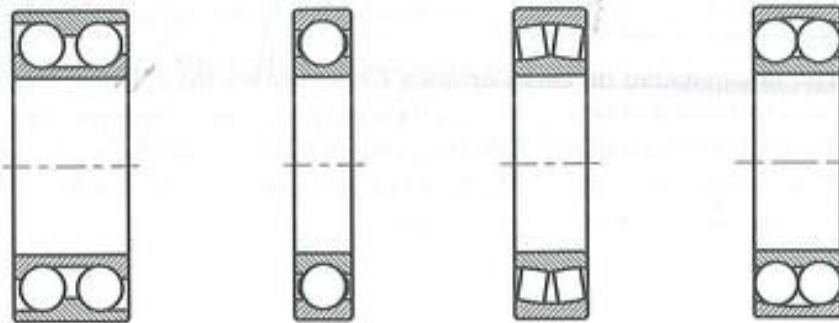


FIGURA 17.28. Rodamientos no desarmables.

B) Rodamientos con agujero cónico

Los rodamientos con agujero cónico pueden montarse sobre un eje cónico o sobre un eje cilíndrico, usando para ello un manguito de fijación (figura 17.29a) o de desmontaje (figura 17.29b). Este tipo de rodamientos son fáciles de montar y desmontar.

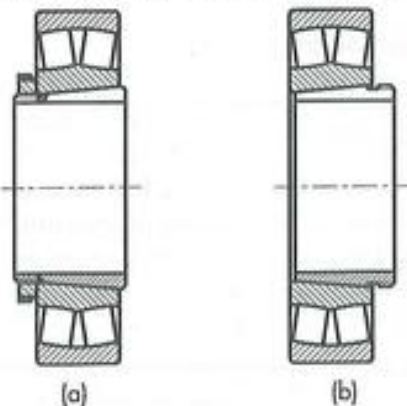


FIGURA 17.29. Rodamientos con agujero cónico.

17.3. Criterios para la selección del tamaño del rodamiento

Existen distintos factores que es conveniente conocer para elegir el tamaño adecuado de rodamiento.

17.3.1. Capacidad de carga y vida

El tamaño del rodamiento que va a ser utilizado para una determinada aplicación se selecciona inicialmente en base a su capacidad de carga comparada con las exigencias de duración y fiabilidad requeridas por la aplicación en cuestión.

A) Capacidad de carga

Ésta se determina en los cálculos por medio de valores numéricos que representan las capacidades de carga nominales básicas de los rodamientos. En las tablas de rodamientos se indican los valores de la capacidad de carga dinámica C y de la capacidad de carga estática C_0 de los diferentes rodamientos.

La capacidad de carga dinámica C se usa para los cálculos en que intervienen rodamientos sometidos a esfuerzos dinámicos, es decir, rodamientos que giran sometidos a carga. Expresa la carga que puede soportar el rodamiento y alcanza una vida nominal de 1.000.000 de revoluciones.

Por su parte, la capacidad de carga estática C_0 se usa en los cálculos cuando los rodamientos giran a velocidades muy bajas, cuando están sometidos a movimientos lentos de oscilación o cuando están estacionarios bajo carga durante ciertos períodos. También debe tomarse en cuenta cuando sobre un rodamiento giratorio (sometido a esfuerzos dinámicos) actúan elevadas cargas de choque de corta duración.

B) Vida

La vida de un rodamiento se define como el número de revoluciones (o de horas a una velocidad constante determinada) que el rodamiento puede dar antes de que se manifieste el primer signo de fatiga (desconchado) en uno de sus aros o de sus elementos rodantes.

Existen también otros conceptos de vida en un rodamiento. Uno de ellos es la *vida de servicio*, que es la duración real alcanzada por un rodamiento dado antes de fallar. El fallo generalmente no se debe a la fatiga, sino al desgaste, la corrosión, el fallo de obturación, etc.

17.4. Dimensiones de los rodamientos

Los rodamientos también tienen normalizadas sus dimensiones. A la hora de seleccionar un rodamiento, se deberá elegir uno cuyas dimensiones sean las normalizadas. Esta normalización trata de restringir el número de rodamientos para asegurar una producción económica y poder disponer de un número de tamaños de rodamientos suficiente para satisfacer las necesidades de los usuarios. Los rodamientos los fabrican empresas especializadas tales como SKF, FAG, INA, SNR, etc. Estos fabricantes facilitan los catálogos de sus productos, donde pueden verse las dimensiones normalizadas de todos ellos, junto con la especificación de sus características técnicas.

La Organización Internacional de Normalización (ISO) ha establecido un plan de dimensiones para rodamientos de series métricas (ISO 15 para rodamientos radiales excep-

tuando los de rodillos cónicos, ISO 355 para rodamientos de rodillos cónicos radiales de series métricas, e ISO 104 para rodamientos axiales). Estos planes de dimensiones han sido adoptados también por la Norma UNE en las normas UNE 18-037-84, UNE 18-088-84 y UNE 18-047-82. En los anexos aparecen tablas con las dimensiones de distintos tipos de rodamientos y su designación comercial. Para estos elementos se ha optado por la designación comercial en lugar por la que indica la marca, porque es la utilizada en la práctica habitual.

Las tolerancias dimensionales y geométricas con que se fabrican el aro exterior y el interior están también normalizadas. La norma UNE 18-031-91 y la norma UNE 18-064-81 especifican las tolerancias para las dimensiones principales de los rodamientos. Normalmente, todos los fabricantes de rodamientos incluyen en sus catálogos las tablas de tolerancias correspondientes. De esta forma, únicamente es necesario determinar las tolerancias del alojamiento del aro exterior y del eje que monta en el aro interior en función de las recomendaciones que da el fabricante de los rodamientos (ver tablas 17.4 y 17.5).

17.5. Montaje de los rodamientos

17.5.1. Disposición de los rodamientos

El montaje de un componente giratorio de una máquina, por ejemplo un eje, precisa generalmente de dos rodamientos para soportarlo y situarlo radial y axialmente con relación a la parte estacionaria de la máquina, como es el alojamiento o soporte. Uno de los rodamientos debe estar fijo y el otro libre.

El rodamiento fijo en uno de los extremos del eje proporciona soporte radial y al mismo tiempo fija el eje axialmente en ambos sentidos, por lo que el rodamiento debe quedar sujeto lateralmente en el eje y en el alojamiento.

Los rodamientos radiales que soportan cargas combinadas son adecuados para emplearlos como rodamientos fijos; por ejemplo, se pueden utilizar los rodamientos rígidos de bolas, los rodamientos de bolas con contacto angular (figura 17.30), los rodamientos de bolas a rótula (figura 17.31) y los rodamientos de rodillos cónicos.

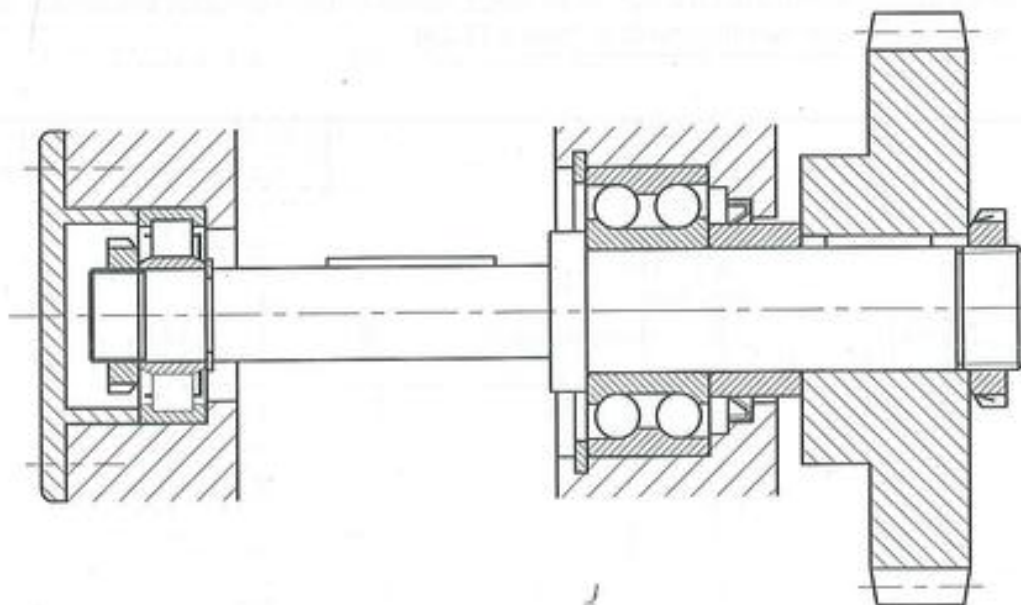


FIGURA 17.30. Disposición de rodamientos. Rodamiento de rodillos cilíndricos sin pestaña en aro interior, libre a la izquierda y rodamiento fijo a la derecha.

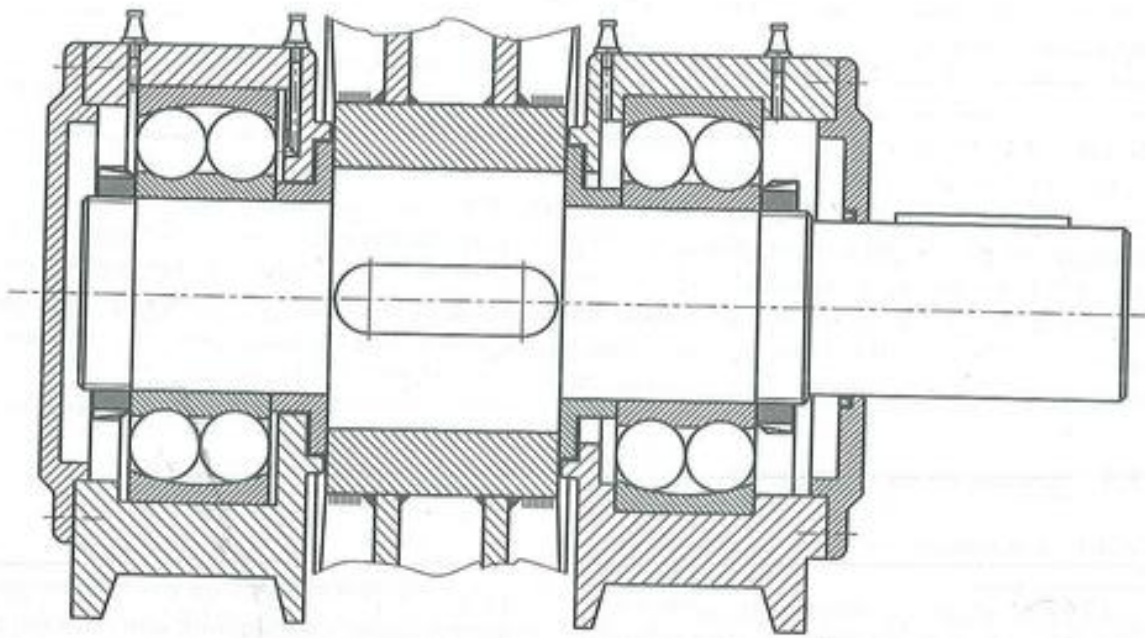


FIGURA 17.31. Disposición de rodamientos. Rodamientos de bolas a rótula. Rodamiento libre a la izquierda y rodamiento fijo a la derecha.

El término *fijación cruzada* se emplea para describir aquellas disposiciones en las que cada uno de los dos rodamientos fija el eje axialmente en un solo sentido, siendo los dos sentidos opuestos. Esta disposición se usa principalmente para ejes cortos. Son adecuados todos los tipos de rodamientos radiales capaces de soportar cargas axiales al menos en un sentido, como por ejemplo los rodamientos rígidos de bolas, los de bolas con contacto angular, los de rodillos a rotula y los de rodillos cónicos (figura 17.32).

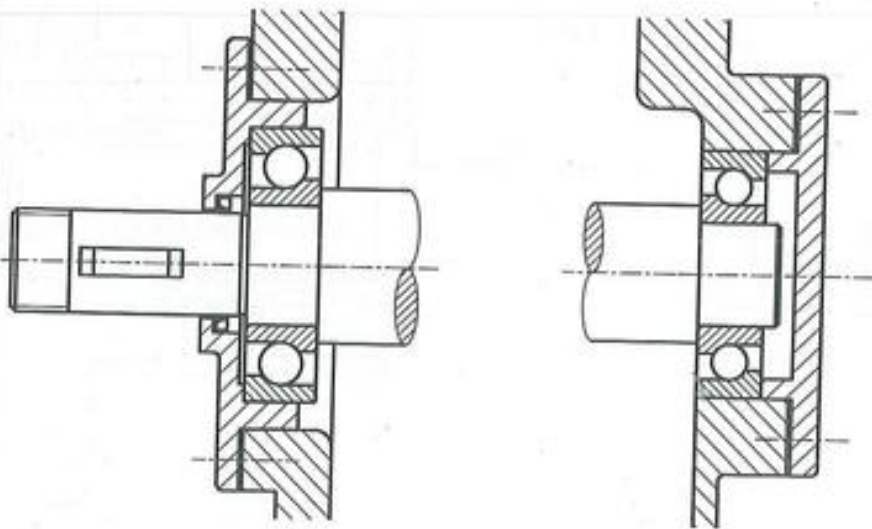


FIGURA 17.32. Fijación cruzada.

También se puede utilizar una combinación de rodamientos para conseguir los efectos buscados. Por ejemplo, dos rodamientos rígidos de una hilera de bolas para absorber las cargas puramente radiales y un rodamiento axial de bolas para absorber las cargas axiales (figura 17.33).

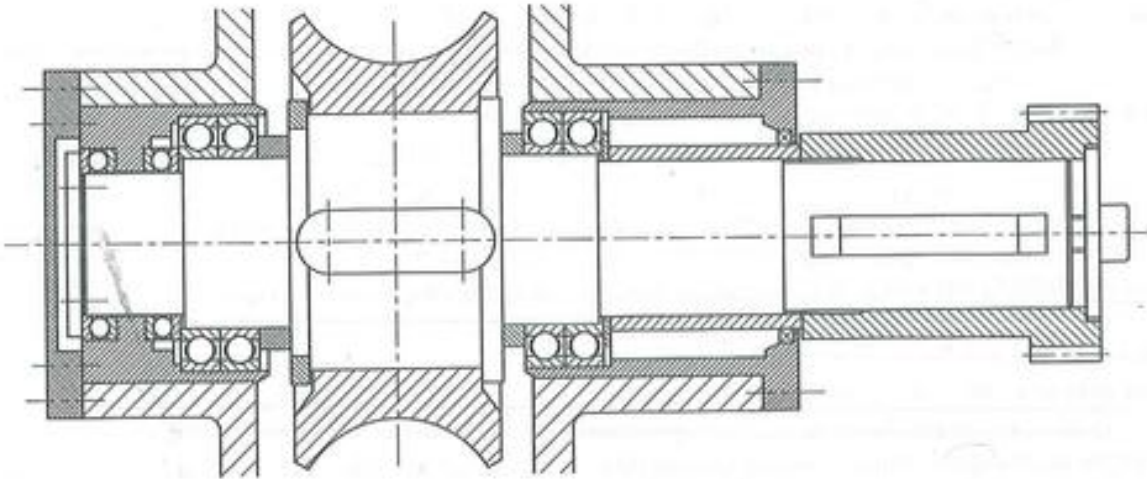


FIGURA 17.33. Combinación de rodamientos.

17.5.2. Fijación radial de los rodamientos

Para poder aprovechar al máximo la capacidad de carga de un rodamiento, sus aros o sus arandelas deben quedar apoyados en toda su circunferencia y en toda la anchura del camino de rodadura. El apoyo ha de ser firme y uniforme, y se puede conseguir por medio de un asiento cilíndrico o cónico, o en el caso de las arandelas, por medio de una superficie de apoyo plana.

Normalmente, el único modo de conseguir una fijación radial satisfactoria y un apoyo adecuado consiste en montar los aros con las tolerancias correctas. No obstante, cuando se requiere que el rodamiento sea de fácil montaje y desmontaje, o cuando un rodamiento haya de tener libertad para moverse axialmente, los ajustes con aprieto no se pueden utilizar.

A) Selección del ajuste

A la hora de seleccionar un ajuste, se deberán tener en cuenta los factores y las directrices generales que se detallan a continuación:

- Condiciones de giro

Cuando actúa una fuerza radial, un aro de un rodamiento en rotación está sometido a un fenómeno de *laminación* entre los cuerpos rodantes y su asiento (bien el eje, bien el alojamiento del rodamiento). Este fenómeno de laminación ocasiona desgastes que deterioran el mecanismo. Para evitar este fenómeno, es necesario evitar el movimiento de giro relativo entre el aro y el asiento mediante un ajuste con apriete.

El otro aro del rodamiento, denominado aro fijo, no sufre ninguna laminación, y está sometido únicamente a una compresión estática producida por la carga radial. De esta forma, en este aro no es necesario el ajuste con apriete, dejándolo libre (ajuste con juego, o incluso indeterminado).

Así pues, un *aro fijo* con respecto a la dirección de aplicación de la carga *puede ser montado libre* en su asiento (ajuste sin apriete). Por el contrario, un *aro giratorio* con respecto a la dirección de aplicación de la carga, *debe ser montado con apriete* en su alojamiento.

De una forma más general, pueden presentarse tres tipos de condiciones de giro diferentes, referidas al movimiento de los aros del rodamiento con respecto a la dirección de carga: carga rotativa, carga fija y carga de dirección indeterminada.

La *carga rotativa* se produce cuando gira el aro del rodamiento y la carga permanece fija, o cuando el aro permanece fijo y la carga es rotativa. En cualquiera de los dos casos, todos los puntos del camino de rodadura están sometidos a la carga al cabo de una revolución. En este caso debe usarse un ajuste con apriete entre el aro y su alojamiento para evitar desgastes del aro debido al fenómeno de laminación anteriormente descrito.

La condición de *carga fija* se da cuando no giran ni el aro ni la carga o cuando giran los dos a la vez con la misma velocidad. En este caso no se requiere un ajuste con apriete a no ser que sea por otras razones.

Entre las *cargas de dirección indeterminada* se encuentran las cargas externas variables, cargas de choques, vibraciones y desequilibrios en máquinas, etc. Por motivos de seguridad se recomienda usar ajustes con apriete para los dos aros del rodamiento.

- Magnitud de la carga

La carga sobre el aro interior hace que el mismo se expanda, con lo que se afloja su ajuste con apriete. En este caso, bajo la influencia de una carga rotativa, puede producirse el giro del aro en el asiento. El grado de interferencia entre el aro y su asiento debe, por lo tanto, estar en relación con la magnitud de la carga: cuanto mayor sea la carga, especialmente si tiene carácter de choque, tanto mayor será el apriete requerido.

- Condiciones de temperatura

Los aros de un rodamiento, en servicio, alcanzan normalmente temperaturas superiores a las de los ejes y alojamientos correspondientes, lo cual puede ser la causa de que se afloje el ajuste del aro interior sobre su asiento, o bien de que el aro exterior se dilate y anule su holgura en el alojamiento, quedando con ello limitada la libertad del movimiento axial.

- Facilidad de montaje y desmontaje

Para las aplicaciones en que se desea facilitar el montaje y el desmontaje, se prefieren ajustes flojos para los rodamientos. Cuando las condiciones de funcionamiento imponen el uso de ajustes de apriete, y además sea esencial que el montaje y desmontaje sean fáciles de realizar, los rodamientos desarmables o los de agujero cónico con manguito de fijación o de desmontaje pueden ser en muchos casos los más adecuados.

- Desplazamiento de un rodamiento libre

Cuando se usa un rodamiento no desmontable como rodamiento libre, es necesario que uno de los aros tenga libertad para moverse axialmente en todo momento durante el funcionamiento del rodamiento. Ello se consigue usando un ajuste con juego para el aro que soporta la carga fija.

Si se usan rodamientos de rodillos cilíndricos o de agujas que tengan uno de los aros sin pestañas, pueden entonces montarse con ajuste fijo tanto los aros interiores como los exteriores, ya que el posible movimiento axial se lleva a cabo dentro del rodamiento.

B) Ajustes recomendados

Las tolerancias para el agujero y para el diámetro exterior de los rodamientos están normalizadas. La norma UNE 18-031-91, equivalente a la ISO 492-1986, establece las tolerancias para rodamientos radiales, y la norma UNE 18-064-81, equivalente a la ISO 199-1979, establece las tolerancias para rodamientos axiales de bolas. Los valores de estas tolerancias aparecen recogidos en las tablas 17.1, 17.2 y 17.3.

Diámetro interior rodamiento (mm)		Tolerancia (μm) ϕ interior rodamiento	
más de	hasta	D_i	D_s
3	6	-8	0
6	10	-8	0
10	18	-8	0
18	30	-10	0
30	50	-12	0
50	80	-15	0
80	120	-20	0
120	180	-25	0
180	250	-30	0
250	315	-35	0
315	400	-40	0
400	500	-45	0
500	630	-50	0
630	800	-75	0
800	1000	-100	0
1000	1250	-125	0
1250	1600	-160	0
1600	2000	-200	0

Diámetro exterior rodamiento (mm)		Tolerancia (μm) ϕ exterior rodamiento	
más de	hasta	d_i	d_s
10	18	-8	0
18	30	-9	0
30	50	-11	0
50	80	-13	0
80	120	-15	0
120	150	-18	0
150	180	-25	0
180	250	-30	0
250	315	-35	0
315	400	-40	0
400	500	-45	0
500	630	-50	0
630	800	-75	0
800	1000	-100	0
1000	1250	-125	0
1250	1600	-160	0
1600	2000	-200	0
2000	2500	-250	0

TABLA 17.1. Tolerancias para rodamientos radiales, excepto rodamientos de rodillos cónicos.
(UNE 18-031-91, ISO 492-1986).

Diámetro interior rodamiento (mm)		Tolerancia (μm) ϕ interior rodamiento		Diámetro exterior rodamiento (mm)		Tolerancia (μm) ϕ exterior rodamiento	
más de	hasta	D_i	D_s	más de	hasta	d_i	d_s
10	18	-12	0	18	30	-12	0
18	30	-12	0	30	50	-14	0
30	50	-12	0	50	80	-16	0
50	80	-15	0	80	120	-18	0
80	120	-20	0	120	150	-18	0
120	180	-25	0	150	180	-25	0
180	250	-30	0	180	250	-30	0
250	315	-35	0	250	315	-35	0
315	400	-40	0	315	400	-40	0
				400	500	-45	0
				500	630	-50	0

TABLA 17.2. Tolerancias para rodamientos de rodillos cónicos. (UNE 18-031-91, ISO 492:1986).

Diámetro interior arandela de eje (mm)		Tolerancia (μm) ϕ interior arandela de eje		Diámetro exterior arandela de alojamiento (mm)		Tolerancia (μm) ϕ exterior arandela de alojamiento	
más de	hasta	D_i	D_s	más de	hasta	d_i	d_s
-	18	-8	0	10	18	-11	0
18	30	-10	0	18	30	-13	0
30	50	-12	0	30	50	-16	0
50	80	-15	0	50	80	-19	0
80	120	-20	0	80	120	-22	0
120	180	-25	0	120	150	-25	0
180	250	-30	0	180	180	-30	0
250	315	-35	0	250	315	-35	0
315	400	-40	0	315	400	-40	0
400	500	-45	0	400	500	-45	0
500	630	-50	0	500	630	-50	0
630	800	-75	0	630	800	-75	0
800	1000	-100	0	800	1000	-100	0
1000	1250	-125	0	1000	1250	-125	0
				1250	1600	-160	0

TABLA 17.3. Tolerancias para rodamientos de axiales de bolas. (UNE 18-064-81, ISO 199:1979).

En estas normas se establecen las diferencias superior e inferior, d_s , d_i y D_s , D_i correspondientes a los aros exterior e interior respectivamente en el caso de los rodamientos radiales, y a la arandela de alojamiento y de eje respectivamente de los rodamientos axiales. Nótese que tanto las series de diámetros como los valores de las diferencias no corresponden a los valores de las tolerancias ISO normalizadas vistas en capítulos anteriores.

El ajuste de apriete o el ajuste con juego de los rodamientos con agujero y diámetro exterior cilíndricos se consigue seleccionando las gamas adecuadas de tolerancias para el eje y

para el alojamiento en el sistema de tolerancias ISO. Solamente se utiliza un número limitado de zonas de tolerancia ISO para las aplicaciones de los rodamientos.

Los rodamientos con agujero cónico se pueden montar directamente sobre el asiento de un eje cónico, o bien sobre un eje cilíndrico con un manguito cónico interpuesto (*manguito de fijación o manguito de desmontaje*).

En caso de que se monten los rodamientos con manguitos de fijación o manguitos de desmontaje, se podrán usar mayores tolerancias de diámetro para el asiento del manguito aunque se deberán reducir las tolerancias para el error de forma cilíndrica.

Las tablas 17.4 y 17.5 ofrecen recomendaciones para el ajuste adecuado de los ejes y de los alojamientos.

RODAMIENTOS RADIALES CON AGUJERO CILÍNDRICO

Condiciones de aplicación	Ejemplos	Diámetros del eje en mm			Tolerancia
		Rodamientos de bolas	Rodamientos de agujas, de rodillos cilíndricos o cónicos	Rodamientos de rodillos a rótula	
Carga rotativa sobre el aro interior o dirección indeterminada de la carga					
Cargas ligeras o variables	Transportadoras Rodamientos poco cargados en reductores	(18) a 100 (100) a 140	≤40 (40) a 100	— —	j6 k6
Cargas normales y elevadas	Aplicaciones en general, motores eléctricos, turbinas, bombas, motores de combustión, interna, engranajes, máquinas para trabajar la madera	≤18 (18) a 100 (100) a 140 (140) a 200 (200) a 280 — — —	— ≤40 (40) a 100 (100) a 140 (140) a 200 (200) a 400 — — —	— ≤40 (40) a 65 (65) a 100 (100) a 140 (140) a 280 (280) a 500 > 500	j5 k5 (k6) ¹ m5 (m6) ¹ m6 n6 p6 r6 r7
Cargas muy elevadas y cargas de choque en condiciones de trabajo difíciles	Cajas de grasa para material ferroviario pesado, motores de tracción, trenes de laminación	— — —	(50) a 140 (140) a 200 > 200	(50) a 100 (100) a 140 > 140	n6 p6 r6
Cargas ligeras y giro con gran exactitud	Máquinas-herramientas	≤18 (18) a 100 (100) a 200 —	— ≤40 (40) a 140 (140) a 200	— — — —	h5 j5 k5 m5
Carga fija sobre el aro interior					
* El aro interior debe poder desplazarse fácilmente sobre el eje	Ruedas sobre ejes fijos (ruedas locas)	—	—	—	g6 ²
* No es necesario que el aro interior pueda deslizarse fácilmente	Poleas tensoras Poleas para cable	—	—	—	h6
Cargas puramente axiales					
	Cualquier aplicación	<250 >250	<250 >250	<250 >250	j6 js6

1 Las tolerancias entre paréntesis se emplean generalmente para rodamientos de rodillos cónicos y de una hilera de bolas con contacto angular.

2 Para rodamientos grandes se pueden adoptar la tolerancia f6, a fin de asegurar que puedan desplazarse fácilmente sobre el eje.

TABLA 17.4. Ajustes para ejes macizos de acero. [Datos suministrados por cortesía de SKF.]

RODAMIENTOS AXIALES

Condiciones de aplicación	Diámetros del eje en mm	Tolerancia
<i>Cargas axiales puras</i>		
Rodamientos axiales de bolas Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos Coronas axiales de rodillos cilíndricos		h6 h6 (h8) h8
<i>Cargas radiales y axiales combinadas sobre rodamientos axiales de rodillos a rótula</i>		
Carga fija sobre la arandela del eje	<250 >250	j6 js6
Carga rotativa sobre la arandela de eje o dirección indeterminada de la carga	<200 (200) a 400 >400	k6 m6 n6

Las tolerancias entre paréntesis se emplean generalmente para rodamientos de rodillos cónicos y de una hilera de bolas de contacto angular.

TABLA 17.4. (cont.) Ajustes para ejes macizos de acero. (Datos suministrados por cortesía de SKF.)

RODAMIENTOS RADIALES - ALOJAMIENTOS ENTERIZOS

Condiciones de la aplicación	Ejemplos	Tolerancia	Desplazamiento del aro exterior
<i>Cargas rotativas sobre el aro exterior</i>			
Cargas pesadas sobre rodamientos en alojamientos de paredes delgadas, cargas de choque elevadas	Cubos de rueda de rodamientos de rodillos, cabezas de biela	P7	No es posible
Cargas normales o elevadas	Cubos de rueda con rodamientos de bolas, cabezas de biela, ruedas de translación en grúas	N7	No es posible
Cargas ligeras o variables	Rodillos transportadores, poleas para cable, poleas tensoras	M7	No es posible
<i>Dirección indeterminada de la carga</i>			
Cargas de choque elevadas	Motores eléctricos de tracción	M7	No es posible
Cargas normales o elevadas. No es necesario que pueda desplazarse el aro exterior	Motores eléctricos, bombas, rodamientos de soporte para cigüeñales	K7	No es posible en general
<i>Giro exacto o silencioso</i>			
	Rodamientos de rodillos para husillo de máquinas herramienta	K6	No es posible en general
	Rodamientos de bolas para husillos de rectificadoras, motores eléctricos pequeños	J6	Es posible
	Motores eléctricos pequeños	H6	Es posible fácilmente

TABLA 17.5. Ajustes para alojamientos de fundición de acero. (Datos suministrados por cortesía de SKF.)

RODAMIENTOS RADIALES - ALOJAMIENTOS ENTERIZOS O PARTIDOS

Condiciones de la aplicación	Ejemplos	Tolerancia	Desplazamiento del aro exterior
<i>Dirección indeterminada de la carga</i>			
Cargas ligeras y normales; es deseable que el aro exterior pueda desplazarse axialmente	Máquinas eléctricas de tamaño mediano, bombas, rodamientos de soporte para cigüeñales	J7	Es posible en general
<i>Carga fija sobre aro exterior</i>			
Cargas de todas clases	Aplicaciones en general, cajas de grasa para material ferroviario	H7	Es posible
Cargas ligeras y normales	Construcciones mecánicas en general	H8	Es posible
Transmisión de calor a través del eje	Cilindros secadores, grandes máquinas eléctricas con rodamientos de rodillos a rótula	G7	Es posible

RODAMIENTOS AXIALES

Condiciones de la aplicación	Ejemplos	Tolerancia	Desplazamiento del aro exterior
<i>Cargas axiales puras</i>			
Rodamientos axiales de bolas Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos		H8 H7 (H9)	
<i>Cargas radiales combinadas en rodamientos axiales de rodillos a rótula</i>			
Carga fija sobre la arandela de alojamiento		H7	
Carga rotativa sobre la arandela de alojamiento		M7	

TABLA 17.5. (cont.) Ajustes para alojamientos de fundición de acero. (Datos suministrados por cortesía de SKF.)

C) Tolerancias dimensionales y geométricas de ejes y asientos para rodamientos

Las tolerancias de los asientos cilíndricos para rodamientos en ejes y en agujeros de alojamientos, la precisión de los asientos para las arandelas de los rodamientos axiales y la precisión de las superficies de apoyo lateral para los aros de rodamientos proporcionadas por los resaltes de los ejes y de los alojamientos, etc., deben ser conformes a la precisión de las dimensiones, la forma y el giro que deben considerarse a la hora de mecanizar los asientos y los resaltes. Salvo recomendación expresa del fabricante del rodamiento, los valores de tolerancias que se deben considerar, son los que se indican a continuación:

• Tolerancias dimensionales

Para rodamientos con tolerancias normales, la precisión de las dimensiones de los asientos cilíndricos sobre el eje debe ser por lo menos de calidad IT6, mientras que en el alojamiento debe ser por lo menos de calidad IT7.

Cuando se emplean manguitos de fijación o de desmontaje sobre ejes cilíndricos, se pueden usar mayores tolerancias para los diámetros (calidades IT9 o IT10) de asiento de los

manguitos en el eje. Para rodamientos de mayor precisión se deberán usar grados superiores acordes con la precisión requerida.

- Tolerancias de cilindridad

La tolerancia para la forma cilíndrica debe ser de 1 a 2 calidades IT inferior (más precisa) a la tolerancia dimensional formulada, dependiendo de las exigencias. Por ejemplo, si el asiento de un rodamiento sobre su eje ha sido mecanizado con tolerancia $m6$, la precisión de la forma deberá ser IT5 o IT4.

La tabla 17.6 presenta los valores de las tolerancias para la forma cilíndrica.

Para montar los rodamientos sobre manguitos de fijación o manguitos de desmontaje, la cilindridad del asiento del manguito deberá ser igual a IT5/2 (para $h9$) y a IT7/2 (para $h10$).

- Tolerancias de perpendicularidad

Los apoyos laterales para los aros de los rodamientos deben tener una tolerancia un índice IT más preciso que la tolerancia del diámetro del asiento cilíndrico asociado.

Para los asientos de las arandelas de los rodamientos axiales, la tolerancia de perpendicularidad no debe exceder los valores de grado IT5. En la tabla 17.6 se pueden encontrar valores orientativos de perpendicularidad y de cilindridad.

Superficie	Desviaciones permisibles	
Característica	Zona de tolerancia	Valor de la tolerancia
ASIENTO CILÍNDRICO Cilindridad	t_1	IT5/2
RESALTE PLANO Perpendicularidad	t_2	IT5

TABLA 17.6. Tolerancias de forma y posición para asientos en ejes y alojamientos.

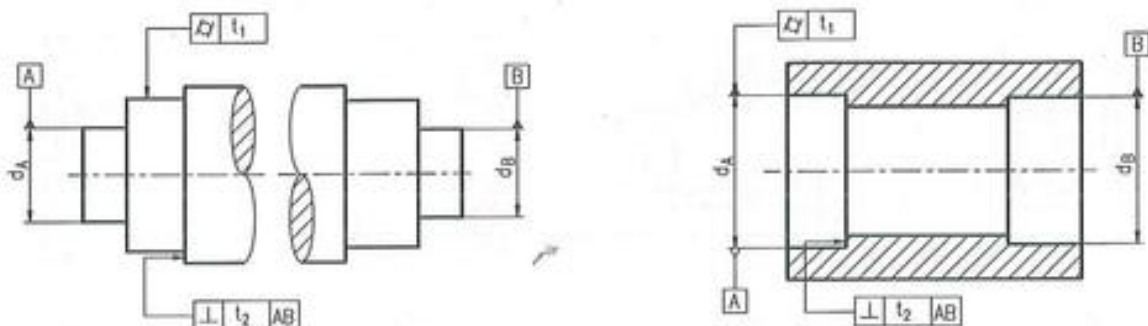


FIGURA 17.34. Tolerancias geométricas.

D) Rugosidad de las superficies de los asientos de los rodamientos

La rugosidad de las superficies de los asientos para los rodamientos no tiene el mismo grado de influencia en su funcionamiento que las precisiones de dimensiones, forma y giro

de aquellos. Sin embargo, cuanto más lisas sean las superficies de ajuste, mayor precisión se obtendrá en el ajuste de apriete deseado.

Las disposiciones de rodamientos menos exigentes admiten grados de rugosidad superficial relativamente altas. La tabla 17.7 ofrece valores orientativos de la rugosidad superficial media R_a para asientos de rodamientos de diferentes precisiones que exigen un alto grado de precisión.

Estos valores son válidos para asientos rectificadas. Sin embargo, para asientos torneados, la rugosidad puede ser una o dos clases más basta.

Diámetro del asiento d(D) (mm)		Valor de R_a recomendado para asientos rectificadas (μm)		
más de	hasta inclusive	IT7	IT6	IT5
—	80	1,6 (N7)	0,8 (N6)	0,4 (N5)
80	500	1,6 (N7)	1,6 (N7)	0,8 (N6)
500	1250	3,2 (N8)	1,6 (N7)	1,6 (N7)

TABLA 17.7. Valores recomendados para la rugosidad superficial de los asientos de rodamientos.

17.5.3. Fijación axial de los rodamientos

Generalmente un ajuste de apriete no es suficiente por sí solo para realizar la fijación axial del aro de un rodamiento, de forma que normalmente se necesita un medio adecuado de fijación axial segura del aro.

Los dos aros de los rodamientos fijos se deben sujetar axialmente por ambas caras (figura 17.35a). Por otra parte, cuando se usan como rodamientos libres tipos no desmontables, basta con fijar axialmente el aro que tiene el ajuste más fuerte (generalmente el aro interior), debiendo quedar el otro aro libre para moverse en sentido axial con relación a su asiento (figura 17.35c). Cuando se usan como rodamientos libres rodamientos desmontables (por ejemplo de rodillos cilíndricos sin pestañas en uno de los aros), se deben sujetar las dos caras de los dos aros (figura 17.35b).

Para rodamientos con *fijación cruzada*, sólo se requiere fijar axialmente los aros del rodamiento por un lado (figura 17.35d).

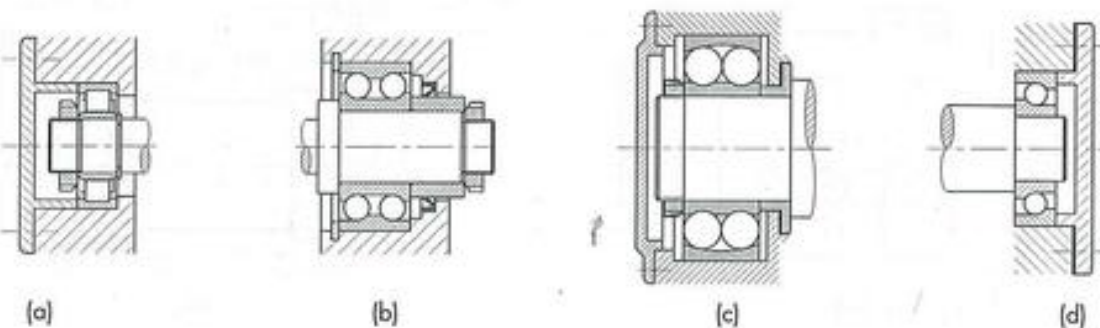


FIGURA 17.35. Sujeción axial de los rodamientos.

A) Métodos de fijación

Los rodamientos montados con ajuste de apriete se apoyan en general en uno de los lados contra un resalte en el eje (figura 17.36a) o en el alojamiento (figura 17.37a).

En el lado opuesto, los aros interiores normalmente se sujetan mediante una tuerca de fijación y una arandela de retención (figura 17.36a), o por medio de una placa situada en el extremo del eje (figura 17.36).

En las figuras 17.36c y 17.36d puede verse detalladamente el montaje de fijación axial del aro interior del rodamiento que apoya una cara contra un resalte del eje y sujeta la otra cara con una tuerca de fijación y la arandela de retención, cuya función es servir de seguro de inmovilización de giro para evitar que se afloje la tuerca.

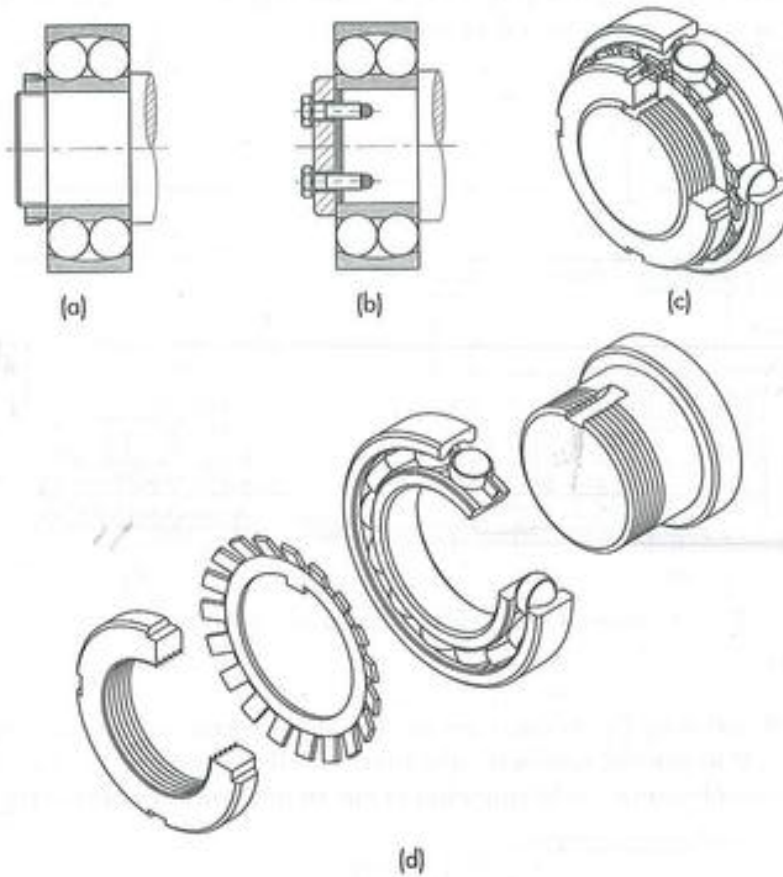


FIGURA 17.36. Sujeción de los aros interiores.

Los aros exteriores quedan retenidos generalmente por la tapa del alojamiento (figura 17.37a) o, en casos especiales, por un aro roscado (figura 17.37b).

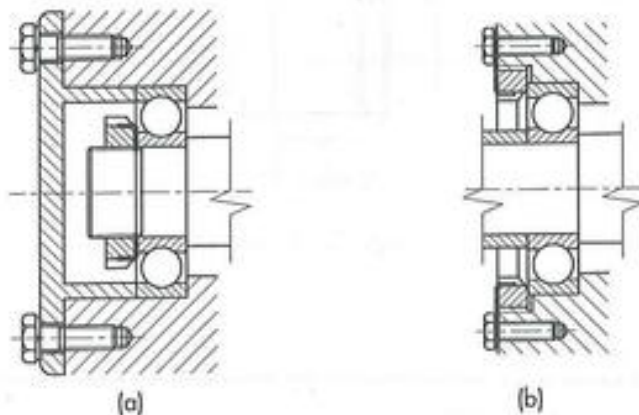


FIGURA 17.37. Sujeción de los aros exteriores.

En lugar de resaltes integrados al eje o alojamiento, frecuentemente se usan casquillos o distanciadores (figura 17.38a) entre los aros del rodamiento o entre un aro y la pieza adyacente, por ejemplo una rueda dentada.

La fijación en los ejes se puede conseguir también usando un anillo partido alojado en una ranura del eje y retenido por un collarín de una pieza o por el aro interior del propio rodamiento. El uso de anillos elásticos o arandelas de seguridad para la fijación axial de los rodamientos (figura 17.38b) ahorra espacio, permite un rápido montaje y desmontaje de los rodamientos y simplifica la mecanización de los ejes y alojamientos. Si se quieren soportar cargas moderadas o grandes, se debe insertar un separador entre el anillo elástico y el rodamiento para que el anillo elástico no esté sometido a grandes momentos flectores (figura 17.38b).

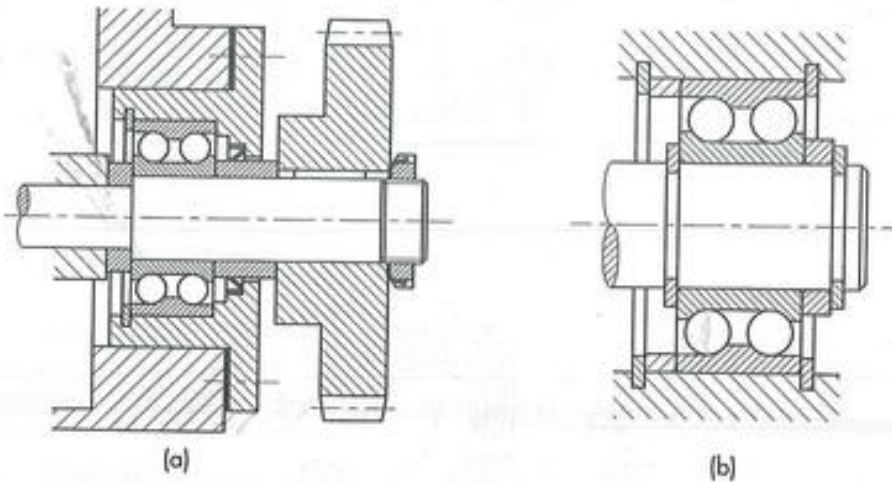


FIGURA 17.38. Montaje con anillos elásticos.

Los rodamientos con agujero cónico montados directamente sobre ejes con asientos cónicos se retienen por lo general mediante una tuerca de fijación roscada en el eje o en un aro partido con rosca en el exterior e introducido el eje en una ranura circular (figura 17.39).

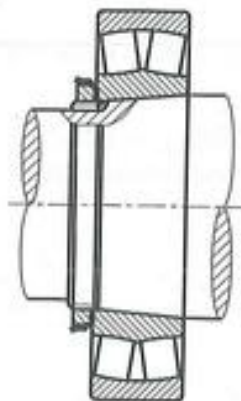


FIGURA 17.39. Fijación axial de rodamientos con agujero cónico.

Cuando se utiliza un manguito de fijación (figura 17.40a), la tuerca inmoviliza el rodamiento con relación al manguito, insertándose un separador entre el resalte del eje y el aro interior en el otro lado (figura 17.40b). Cuando se usan ejes sin resaltes, la carga axial que puede aplicarse depende del rozamiento entre el eje y el manguito (figura 17.40c).

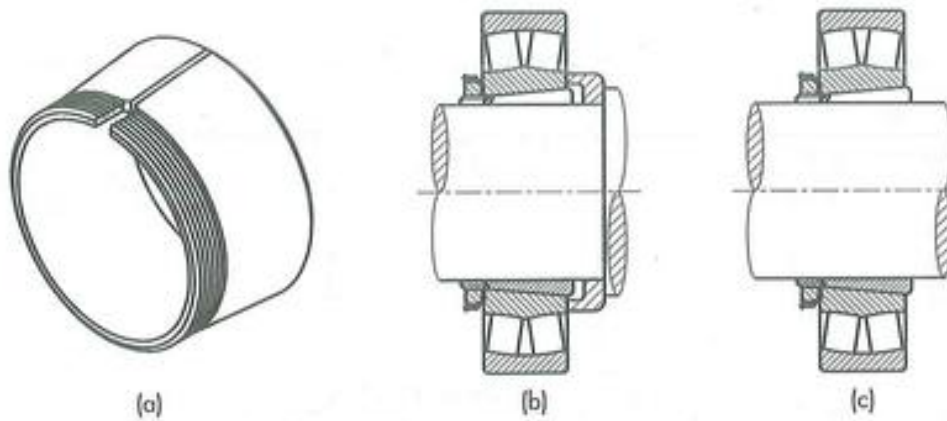


FIGURA 17.40. Fijación mediante manguito de fijación.

Al montar los rodamientos sobre manguitos de desmontaje (figura 17.41a), el aro interior del rodamiento debe montarse contra un tope, por ejemplo un separador, el cual puede ser, en muchos casos, parte de un laberinto. El manguito de desmontaje se fija axialmente mediante una tuerca o mediante una placa en el extremo del eje (figura 17.41b).

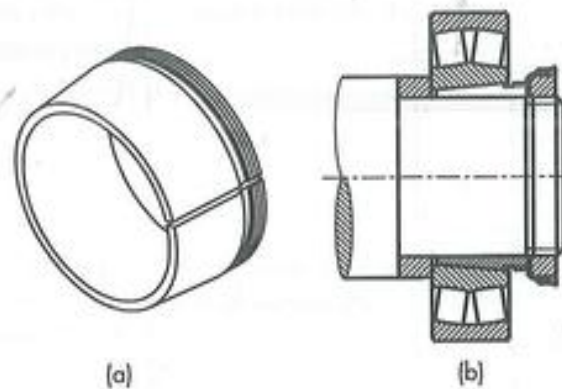
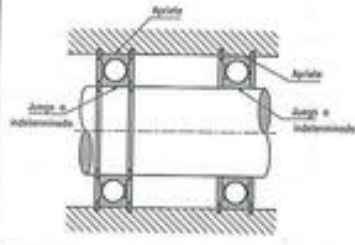
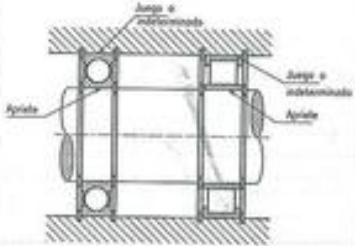
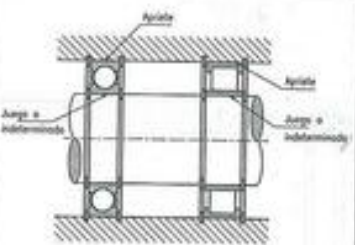
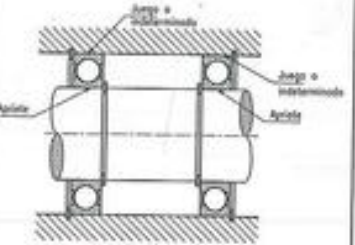
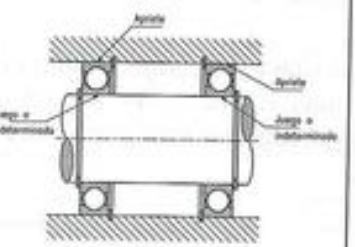
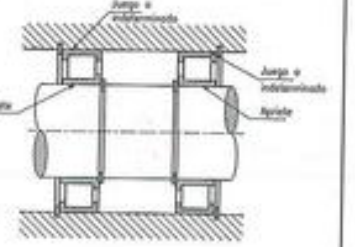


FIGURA 17.41. Fijación con manguitos de desmontaje.

17.5.4. Resumen sinóptico de la fijación de los rodamientos radiales

En la figura 17.42 aparecen resumidos esquemáticamente las fijaciones, tanto radial como axial, de los distintos tipos de rodamientos radiales. Como fijación axial se ha representado únicamente una por el sistema de anillos de seguridad, aunque lógicamente puede usarse cualquiera de los sistemas de fijación axial descritos.

Esquema	Descripción		Tipos de rodamientos
	Caso general	- Eje giratorio (árbol) - Alojamiento estático	Rodamientos rígidos: - Rodamientos rígidos de bolas - Rodamientos a rótula (bolas o rodillos)

Esquema	Descripción		Tipos de rodamientos
	Caso general	- Eje estático - Alojamiento giratorio	Rodamientos rígidos: - Rodamientos rígidos de bolas - Rodamientos a rótula (bolas o rodillos)
	Cargas elevadas	- Eje giratorio (árbol) - Alojamiento estático	Apoyo móvil (con juego) con rodamientos de rodillos cilíndricos del tipo N o NU o rodamientos de agujas equivalentes
		- Eje estático - Alojamiento giratorio	Apoyo móvil (con juego) con rodamientos de rodillos cilíndricos del tipo N o NU o rodamientos de agujas equivalentes
	Fijación cruzada	- Eje giratorio (árbol) - Alojamiento estático	Rodamientos rígidos: - Rodamientos rígidos de bolas - Rodamientos a rótula (bolas o rodillos)
		- Eje estático - Alojamiento giratorio	Rodamientos rígidos: - Rodamientos rígidos de bolas - Rodamientos a rótula (bolas o rodillos)
		- Eje giratorio (árbol) - Alojamiento estático	Rodamientos de rodillos cilíndricos tipo NU

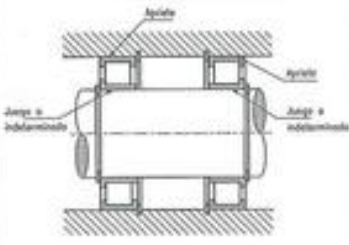
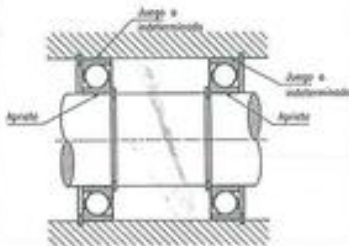
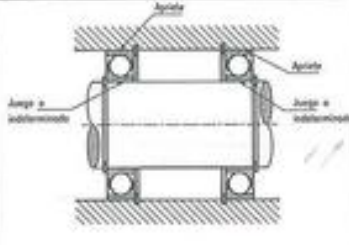
Esquema	Descripción	Tipos de rodamientos
	Fijación cruzada • Eje estático • Alojamiento giratorio	Rodamientos de rodillos cilíndricos tipo NJ
	• Eje giratorio (árbol) • Alojamiento estático	Rodamientos de contacto angular: • Rodamientos de bolas • Rodamientos de rodillos cónicos
	• Eje estático • Alojamiento giratorio	Rodamientos de contacto angular: • Rodamientos de bolas • Rodamientos de rodillos cónicos

FIGURA 17.42. Cuadro sinóptico de la fijación de los rodamientos.

17.6. Lubricación de los rodamientos

Para que un rodamiento funcione de un modo fiable, es necesario que esté lubricado convenientemente para evitar el contacto metálico directo de los elementos rodantes, los caminos de rodadura y las jaulas, evitando al mismo tiempo el desgaste y protegiendo las superficies del rodamiento contra la corrosión.

Existe una amplia gama de grasas y de aceites para la lubricación de los rodamientos. La selección final del lubricante depende fundamentalmente de las condiciones de funcionamiento, en especial de la gama de velocidades y de temperaturas.

17.7. Obturaciones

Las obturaciones de las disposiciones de rodamientos se emplean para evitar la entrada de humedad y contaminantes sólidos en el rodamiento, a la vez que para retener el lubricante en el rodamiento o en la disposición de rodamientos. Las obturaciones deben producir un rozamiento y un desgaste mínimo sin pérdida de eficacia, aún en las condiciones de funcionamiento más desfavorables, para que el rendimiento y la duración de los rodamientos no sea afectado.

A la hora de seleccionar la forma de obturación más adecuada para la disposición de rodamientos en particular, se debe considerar un gran número de factores, como el tipo de lubricación (aceite o grasa), la velocidad periférica en la superficie de obturación, la disposi-

ción del eje (horizontal y vertical) y su posible desalineación, el espacio disponible, el rozamiento en la obturación y el aumento de temperatura que éste implica, así como influencias ambientales, razones económicas, etc.

En lo que a obturaciones de rodamientos se refiere, hay que distinguir entre obturaciones integradas en el rodamiento y obturaciones que se colocan en su exterior sin formar parte del mismo. Estudiaremos a continuación fundamentalmente estas obturaciones externas.

17.7.1. Tipos de obturaciones

Normalmente se usan dos tipos básicos de obturación con los rodamientos: *las obturaciones no rozantes* (sin contacto) y *las rozantes* (con contacto).

A) Obturaciones no rozantes

Las obturaciones no rozantes dependen de la eficacia de obturación de los intersticios entre los componentes que giran y los estacionarios. Estos intersticios pueden ser radiales, axiales o combinados. Este tipo de obturación no tiene prácticamente ningún rozamiento ni desgaste.

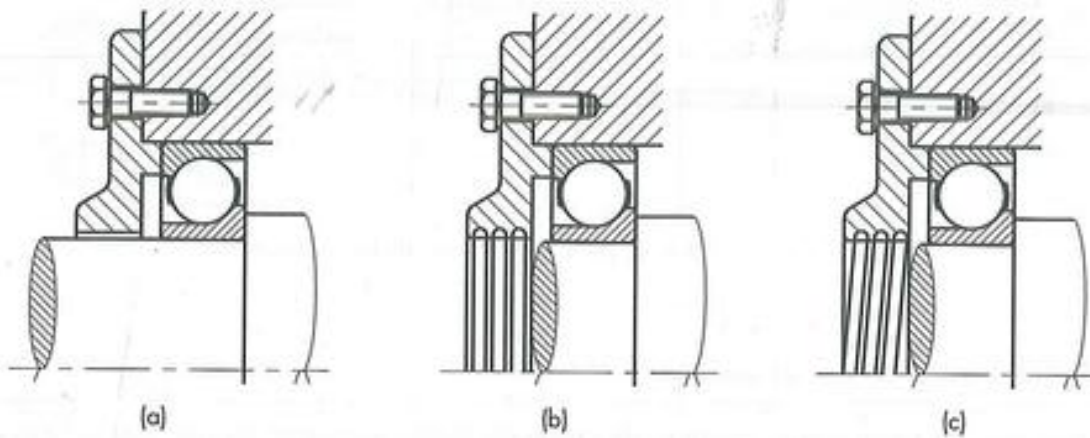


FIGURA 17.43. Obturaciones no rozantes.

El tipo más sencillo de protección independiente del rodamiento, suficiente para máquinas en una atmósfera seca y exenta de polvo, consiste en un intersticio radial entre el eje y el alojamiento (figura 17.43a). Cuando se utiliza lubricación con grasa, la eficacia de esta obturación puede mejorarse disponiendo una o más ranuras en el agujero de la tapa a la salida del eje. La grasa que sale por el espacio llena las ranuras y contribuye a evitar la entrada de contaminantes (figura 17.43b).

Con lubricación por aceite y eje horizontal, pueden disponerse, en el eje o en su agujero de paso, ranuras helicoidales a derechas o a izquierdas, según su sentido de rotación. Estas ranuras sirven para hacer retornar el aceite que tiende a escaparse. Con esta disposición es esencial que no cambie el sentido de rotación del eje (figura 17.43c).

Los laberintos simples o múltiples proporcionan una obturación considerablemente más eficaz que el sencillo intersticio antes citado; sin embargo, son de fabricación más costosa. Se utilizan principalmente cuando la lubricación se hace con grasa.

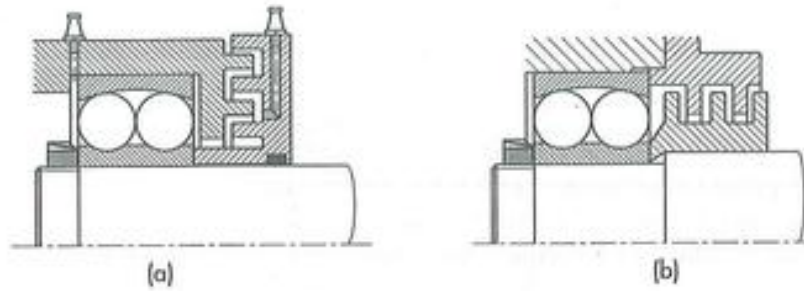


FIGURA 17.44. Obturaciones no rozantes. Laberintos.

Se puede mejorar su eficacia todavía más, disponiendo un conducto de grasa que comunique con el laberinto, e introduciendo periódicamente por el mismo grasa. En los soportes enterizos se usan laberintos con tabiques axiales (figura 17.44a), y en los partidos, laberintos con tabiques radiales (figura 17.44b).

La holgura radial en los laberintos no está afectada por el desplazamiento axial del eje durante el funcionamiento, por lo que puede ser muy pequeña.

Otra forma de conseguir un obturador no rozante es usando arandelas obturadoras (figura 17.44c), cuyo uso hace mucho más económica la fabricación de los soportes de la máquina.

B) Obturaciones rozantes. Retenes

La eficacia de estas obturaciones depende de la presión entre el labio de la obturación con una superficie de contacto que es relativamente estrecha. Esto impide el acceso a los contaminantes sólidos y a la humedad, y evita las pérdidas de lubricante.

Esta presión puede ser el resultado de la deformación elástica del material del retén y el consiguiente apriete entre éste y la superficie de obturación previsto en el diseño, o bien de la fuerza ejercida por un muelle toroidal incorporado a la obturación.

Las obturaciones rozantes proporcionan en general una obturación muy fiable, particularmente si su desgaste se reduce al mínimo por medio de una superficie de obturación adecuada y mediante la lubricación del labio de obturación.

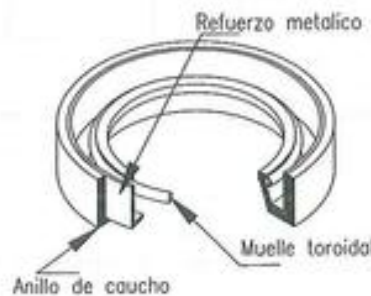


FIGURA 17.45. Retén.

Los *retenes de labio* son obturadores rozantes que se usan sobre todo para rodamientos lubricados con aceite. Generalmente son de caucho sintético y quedan ajustados a presión contra la superficie de obturación por un muelle toroidal.

Si el propósito principal de la obturación es evitar la pérdida de lubricante, el retén debe montarse con el labio hacia el interior del alojamiento (figura 17.46a). Por el contrario, si

se trata de evitar la entrada de suciedad, el labio deberá ir montado hacia el exterior del alojamiento (figura 17.46b).

La obturación del anillo en V (figura 17.46c) se puede emplear para lubricación con aceite o con grasa. Esta obturación se fija al eje por la elasticidad de su anillo de caucho y gira junto con el, mientras que el labio de obturación ejerce una ligera presión axial contra la superficie de obturación del componente fijo de la máquina.

Para la lubricación con grasa se usan básicamente las tiras de fieltro (figura 17.46d). Este tipo de obturación es barato y adecuado para velocidades y temperaturas bajas.

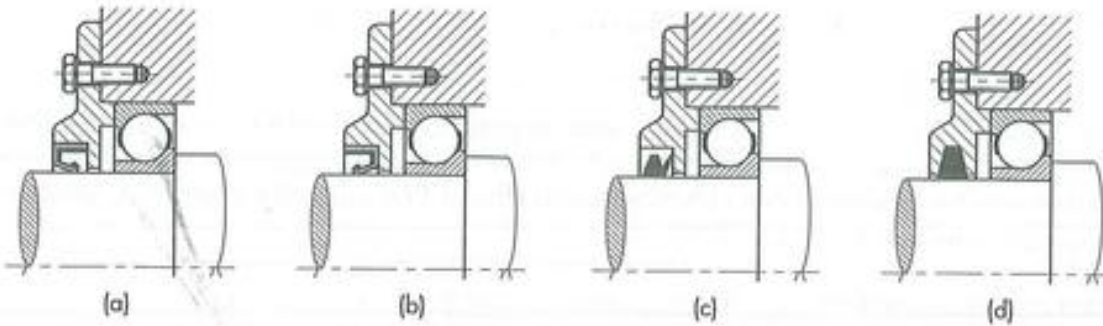


FIGURA 17.46. Obturaciones rozantes.

C) Obturaciones integrales

Los fabricantes de rodamientos suministran rodamientos obturados que pueden ofrecer una solución económica y compacta para los problemas de obturación. Estos rodamientos tienen placas de protección o de obturación en uno o en ambos lados. Son rodamientos que, en general, no precisan mantenimiento.

Los rodamientos obturados se usan generalmente para disposiciones en las que no se puede conseguir una obturación externa suficientemente eficaz por falta de espacio o por razones de costo.

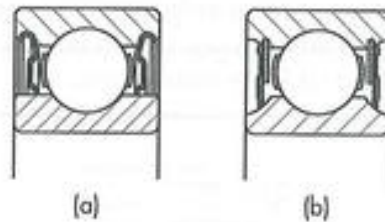


FIGURA 17.47. Obturaciones integrales.

17.8. Normativa

Para el siguiente tema, son de aplicación las siguientes normas UNE.

Norma	Título
UNE 18 010 79 1R	Rodillos cilíndricos de acero para rodamientos. Dimensiones. Serie métrica.
UNE 18 014 79 1R	Rodamientos. Bolas para rodamientos.
UNE 18 023 79 1R	Agujas de acero para rodamientos. Dimensiones. Serie métrica.
UNE 18 026 83 1R	Rodamientos. Rodillos cilíndricos de acero. Tolerancias.

Norma	Título
UNE 18 027 83 1R	Agujas de acero para rodamientos. Tolerancias.
UNE 18 030 84 4R	Rodamientos. Accesorios. Soportes de pie para rodamientos con manguitos cónicos de fijación.
UNE 18 031 84 2R	Rodamientos. Tolerancias para rodamientos radiales.
UNE 18 034 84 3R	Rodamientos. Accesorios. Manguitos cónicos.
UNE 18 034 84 3R	Rodamientos. Accesorios. Manguitos cónicos.
ERRATUM	
UNE 18 035 80 2R	Rodamientos. Accesorios: tuercas de fijación.
UNE 18 036 78 2R	Rodamientos. Accesorios: arandelas de retención con lengüeta interior recta o doblada.
UNE 18 036 79 2R	Rodamientos. Accesorios: arandelas de retención con lengüeta de interior recta o doblada.
ERRATUM	Lengüeta interior recta o doblada.
UNE 18 037 84 1R	Rodamientos. Rodamientos radiales. Medidas principales. Plan general.
UNE 18 042 81 1R	Rodamientos con anillos de sujeción. Medidas y tolerancias. Dimensiones.
UNE 18 047 82 1R	Rodamientos. Rodamientos axiales con asiento plano. Medidas.
UNE 18 049 82 1R	Rodamientos. Aros angulares separados, para rodamientos de rodillos cilíndricos. Dimensiones.
UNE 18 050 78 1R	Rodamientos para caja de grasa de ferrocarriles. Inspección de recepción.
UNE 18 064 81 1R	Rodamientos. Tolerancias para rodamientos axiales de bolas, con asiento plano. Calidades normal 6, 5 y 4.
UNE 18 088 84 1C	Rodamientos. Rodamientos de rodillos cónicos métricos. Rodamientos de dos hileras, medidas principales.
UNE 18 088 84 1R	Rodamientos. Rodamientos de rodillos cónicos, métricos. Medidas principales y designación de las series.
UNE 18 088 84 2C	Rodamientos. Rodamientos de rodillos cónicos métricos. Copas con pestaña. Medidas principales.
UNE 18 089 84 1R	Rodamientos. Juego radial interno.
UNE 18 091 85 2R	Rodamientos de agujas. Series ligera y media. Medidas y tolerancias.
UNE 18 091 86 2R	Rodamientos de agujas. Series ligera y media. Medidas y tolerancias.
ERRATUM	Tolerancias.
UNE 18 094 89	Rodamientos radiales de bolas con brida en el aro exterior. Medida de la brida.
UNE 18 094 90	Rodamientos radiales de bolas con brida en el aro.
ERRATUM	Exterior. Medidas de la brida.
UNE 18 097 83 1R	Rodamientos. Capacidad de carta estática.
UNE 18 105 85 3R	Rodamientos. Tolerancias. Definiciones.

Norma	Título
UNE 18 106 86 3R ERRATUM	Rodamientos. Tolerancias. Definiciones.
UNE 18 113 83 1R	Rodamientos. Capacidad de carga dinámica y vida útil. Métodos de cálculo.
UNE 18 132 84 1R	Rodamientos. Series métricas. Medidas límite de los chaflanes.
UNE 18 147 85	Rodamientos. Rodamientos de agujas. Rodillos de leva. Tolerancias.
UNE 18 150 86	Rodamientos. Métodos de medición de dimensiones y precisión de rotación.
UNE 18 150 87 ERRATUM	Rodamientos. Métodos de medición de dimensiones. Precisión de rotación.
UNE 18 151 85 (1)	Rodamientos de agujas. Jaulas de agujas. Series métricas. Jaulas radiales de agujas. Medidas principales y tolerancias.
UNE 18 159 89	Rodamientos de agujas. Casquillos de agujas sin aro interior. Series métricas. Medidas principales y tolerancias.
UNE 18 174 83	Rodamientos de agujas. Jaulas axiales de agujas y arandelas de tope. Dimensiones y tolerancias.
UNE 18 175 83	Rodamientos de agujas. Rodillos de apoyo. Dimensiones.
UNE 18 178 84	Rodamientos. Rodamientos de agujas. Serie pesada. Medidas y tolerancias.
UNE 18 182 89	Rodamientos. Rodamientos de precisión para instrumentos.

18

MECANISMOS DE TRANSFORMACIÓN DE GIRO



En este tema se incluyen un conjunto de mecanismos utilizados para la transformación de velocidades angulares tanto en magnitud como en dirección. Estos mecanismos son los engranajes, las cadenas con sus ruedas dentadas, las correas y los cables con sus poleas. Los engranajes y las cadenas permiten obtener transformaciones exactas de velocidad angular, ya que al estar constituidos por elementos que engranan unos con otros, la variación de velocidades angulares depende directamente de un parámetro geométrico como es el número de dientes de las ruedas dentadas. Los engranajes permiten *índices de reducción* elevados y ocupan un espacio físico relativamente reducido. Por el contrario, las transmisiones entre ruedas dentadas por cadenas se utilizan cuando la separación de los ejes de giro es elevada frente al tamaño necesario de las ruedas dentadas.

Las poleas constituyen las ruedas a las que se acoplan cables y correas. Salvo para las correas dentadas sincrónicas, la relación de transmisión del mecanismo con poleas y correas no es exacta, ya que se pueden producir deslizamientos entre correa y polea. La forma de transmisión de giro es sin embargo, mucho menos brusca y más elástica.

Un parámetro fundamental de diseño de estos mecanismos es el *índice de reducción*. Se denomina índice de reducción a la relación entre la velocidad de la rueda conductora (n_1) y la velocidad de la rueda conducida (n_2), por lo que $i = n_1/n_2$.

Si se considera que el mecanismo transformador de velocidades angulares tiene un comportamiento ideal, sin rozamientos, la potencia de entrada será igual a la de la salida, por lo que, si M_1 es el par en la rueda conductora y M_2 el par en la rueda conducida, se cumplirá lo siguiente:

$$P_1 = P_2$$

siendo P_1 la potencia de la rueda 1 y P_2 la potencia de la rueda 2, de donde:

$$n_1 M_1 = n_2 M_2$$

por lo que, como $n_1 = i n_2$ se tendrá:

$$M_2 = i M_1$$

Si el reductor no tiene comportamiento ideal sino que tiene un cierto rendimiento ρ , tendremos que:

$$P_2 = \rho P_1$$

por lo que, como $n_1 = i n_2$, resultará:

$$M_2 = i p M_1$$

18.1. Engranajes

Un *engranaje* es un mecanismo formado por dos ruedas dentadas que giran alrededor de unos ejes cuya posición relativa es fija. Se trata pues de un mecanismo que sirve para transmitir un movimiento de rotación entre dos árboles o ejes.

En un engranaje, una de las ruedas arrastra en su giro a la otra por efecto de los dientes que entran en contacto. La rueda de menor número de dientes se llama *piñón*, y la de mayor diámetro se denomina genéricamente *rueda*. En el modo de funcionamiento habitual de un engranaje, el piñón es el elemento que transmite el giro, desempeñando la función de *rueda conductora*, mientras que la rueda realiza el movimiento inducida por el piñón, haciendo ésta el papel de *rueda conducida*.

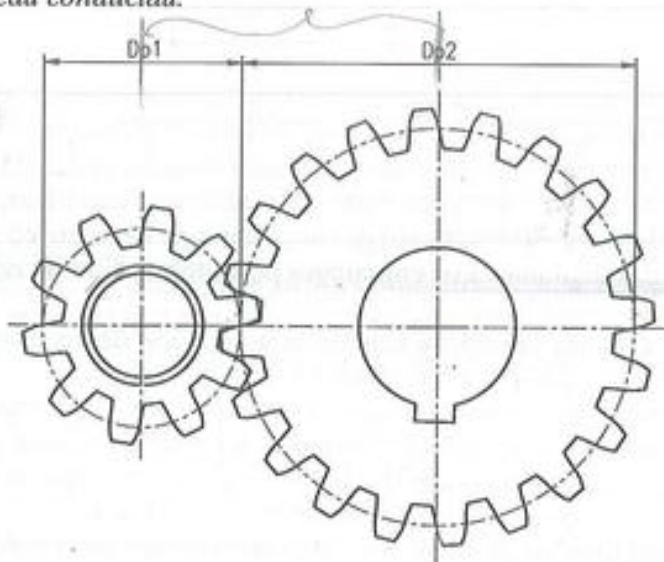


FIGURA 18.1. Engranaje: rueda-piñón.

Por convenio, se utilizará el subíndice 1 para designar elementos que hagan referencia al piñón (por regla general la rueda conductora) y el 2 para elementos que hagan referencia a la rueda (normalmente la conducida).

El engranaje se usa fundamentalmente como mecanismo reductor de velocidad, es decir, $n_1 > n_2$, ya que los elementos industriales generadores de velocidad (motores térmicos, eléctricos, hidráulicos, etc.), para una potencia establecida, generan una velocidad angular relativamente elevada y un par motor relativamente reducido. Con la aplicación de un *mecanismo reductor* se consigue una velocidad de salida más reducida y un par más elevado.

18.1.1. Tipos de engranajes

En la figura 18.2 están representados distintos tipos de engranajes según la posición de sus ejes. Tanto en la figura 18.2 como en la 18.3 se ha usado la representación normalizada de los engranajes. Esta representación aparece detallada en la sección 6 de este tema.

Cuando los ejes del engranaje son *paralelos* (figura 18.2a), la rotación entre las dos ruedas se transmite por medio de un *engranaje cilíndrico*.

Cuando los ejes son *concurrentes* (se cortan) se emplea un *engranaje cónico* (figura 18.2b).

Por último, cuando los ejes no son coplanarios, es decir, cuando *se cruzan* en el espacio formando cualquier ángulo, se utilizan *engranajes helicoidales* (figura 18.2c). En este último caso, cuando la transmisión se produce entre *ejes a 90°* y el ángulo de hélice del tornillo es próximo a 90°, el mecanismo se llama *tornillo sin fin y corona*.

Un caso particular de engranaje cilíndrico se produce cuando el diámetro de uno de ellos es infinito. En este caso se obtiene la pareja piñón y cremallera.

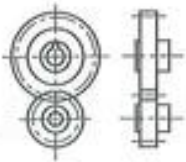
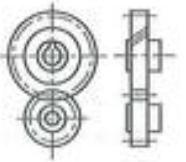
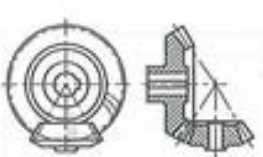
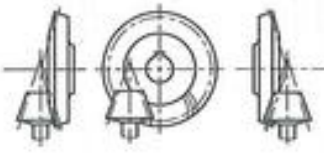
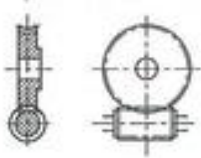
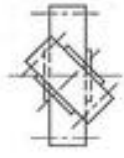
a. Ejes paralelos				
	Cilíndrico-recto		Cilíndrico-helicoidal	
b. Ejes concurrentes				
	Cónico-recto		Cónico-helicoidal	
c. Ejes que se cruzan				
	Cónico - helicoidal		Tornillo sin fin - corona	Cilíndrico-helicoidal

FIGURA 18.2. Tipos de engranajes según la dirección de sus ejes.

Los engranajes también pueden clasificarse según la forma de sus dientes. En los engranajes de dientes rectos, la generatriz de las superficies laterales de los dientes es paralela al eje de rotación. En los engranajes helicoidales sin embargo, dicha generatriz forma un determinado ángulo con este eje.

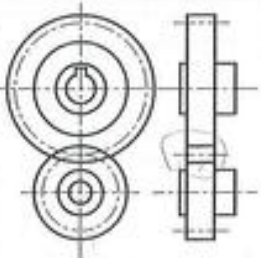
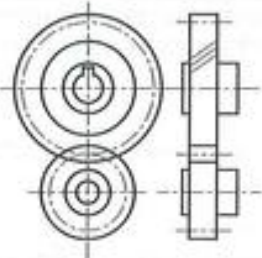
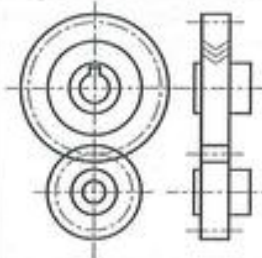
		
Cilíndrico recto	Cilíndrico helicoidal	Doble helicoidal

FIGURA 18.3. Tipos de engranajes según la forma de los dientes.

18.1.2. Engranajes cilíndricos rectos

Los engranajes cilíndricos rectos son aquellos en los cuales la línea de contacto entre los dientes de las dos ruedas que engranan es una recta paralela al eje de las ruedas dentadas.

A) Definiciones

Para el estudio y descripción de los engranajes cilíndricos hay que tener en cuenta las siguientes definiciones:

Cilindros primitivos: son aquellos cilindros que rodarían sin deslizamiento uno respecto del otro transmitiendo el mismo movimiento que las ruedas dentadas. Sus secciones rectas determinan las circunferencias primitivas cuyos diámetros se denominan *diámetros primitivos* (dp) de las ruedas.

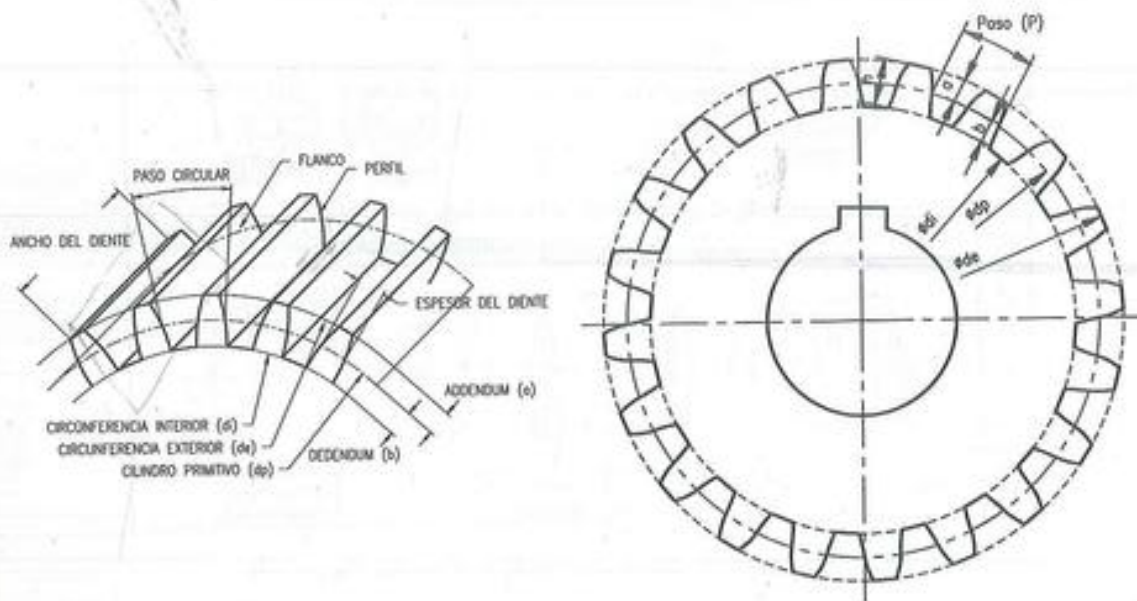


FIGURA 18.4. Engranajes cilíndricos. Definiciones.

Módulo (m): es la relación entre el diámetro primitivo y el número de dientes de una rueda ($m = dp/z$). Tiene que ser el mismo para las dos ruedas, y su valor está normalizado.

Se demuestra que el esfuerzo que puede soportar un diente es aproximadamente proporcional al cuadrado del módulo, por lo que el módulo es el parámetro determinante en la construcción y cálculo de engranajes. Ésta es la razón por la que este valor se ha normalizado y por la que todos los datos de las ruedas dentadas se expresan en función de él y del número de dientes.

En el sistema inglés se utiliza el parámetro *diametral pitch* (P), que es la relación entre el número de dientes y el diámetro primitivo, expresada en pulgadas. Por ejemplo, una rueda de 25 dientes y 5 pulgadas de diámetro primitivo, tiene un diametral pitch de 5.

Los valores normalizados del módulo y del diametral pitch son (tabla 18.1):

Módulo m (mm)		Diametral pitch P (")		Equivalencia en módulo
Serie 1	Serie 2	Serie 1	Serie 2	
0,05				
	0,055			
0,06				
	0,07			
0,08				
	0,09			
0,1				
	0,11			
0,12				
	0,14			
0,16				
	0,18			
0,20				
	0,22			
0,25				
	0,28			
0,3				
	0,35			
0,4				
	0,45			
0,5				
	0,55			
0,6				
	0,65			
0,7				
	0,75			
0,8				
	0,85			
0,9				
	0,95			
1				
	1,12			
1,25				
		20		1,27000
	1,37			
			18	1,41111
1,5				
		16		1,58750
	1,75			
			14	1,81429
2				
		12		2,11667
	2,25			
			11	2,30909
2,5				
		10		2,54000
	2,75			
			9	2,82222

Módulo m (mm)		Diametral pitch P (")		Equivalencia en módulo
Serie 1	Serie 2	Serie 1	Serie 2	
3				
		8		3,17500
	3,5			
			7	3,62857
4				
		6		4,23333
	4,5			
			5,5	4,61818
5				
		5		5,08000
	5,5			
			4,5	5,64444
6				
		4		6,35000
	7			
			3,5	7,25714
8				
		3		8,46667
	9			
			2,75	9,23636
10				
		2,5		10,16000
	11			
			2,25	11,28889
12				
		2		12,70000
	14			
			1,75	14,51429
16				
		1,5		16,93333
	18			
20				
		1,25		20,32000
	22			
25				
		1		25,40000
	28			
			0,875	29,02857
32				
		0,75		33,8667
	36			
40				
		0,625		40,64000
	45			
50				
		0,5		50,80000
	55			
60				
	70			

TABLA 18.1. Valores normalizados del módulo y del diámetro pitch.

Índice de reducción (i): se denomina índice de reducción a la relación entre la velocidad de la rueda conductora (n_1) y la velocidad de la rueda conducida (n_2), por lo que $i = n_1/n_2$. Si se produce un engrane perfecto, la velocidad tangencial en el punto de contacto de los dos dientes de los dos engranajes será igual, por lo que se cumplirá:

$$V_t = n_1 \cdot dp_1/2 = n_2 \cdot dp_2/2$$

de donde, sustituyendo dp por $m \cdot z$ resulta:

$$i = n_1/n_2 = z_2/z_1$$

Paso circular (p): es la longitud del arco de la circunferencia primitiva correspondiente a un diente y a su intervalo o hueco entre dos dientes consecutivos. Esta longitud medida sobre la circunferencia base daría el paso base ($p = \pi m$).

Addendum (a): es la distancia comprendida entre la circunferencia exterior y la primitiva. Se toma $a = m$.

Dedendum (b): es la distancia comprendida entre la circunferencia primitiva y la interior. Se toma $b = 1.25 m$.

Espesor del diente (e): es la anchura de la parte dentada de una rueda medida sobre su diámetro primitivo. Normalmente $e = \pi m/2$.

Flanco: es la porción de superficie comprendida entre los cilindros interior y exterior.

Ancho de diente (L): la longitud medida sobre el diente entre las dos caras paralelas de la rueda.

Diámetro de la circunferencia exterior o diámetro de cabeza ($d_e = d_p + 2a$): es el diámetro del cilindro que pasa por el extremo superior de los dientes.

Como $d_p = m \cdot z$ y $a = m$, $d_e = m(z + 2)$ entonces $m = d_e / (z + 2)$. Es decir, para conocer el módulo de una rueda ya construida basta con dividir el diámetro exterior (que se puede medir fácilmente con un pie de rey) por el número de dientes incrementando en 2.

Diámetro de la circunferencia interior o diámetro de pie: es el diámetro del cilindro que pasa por el fondo de cada entrediente. Se cumple que $d_i = d_p - 2b$, o también, $d_i = d_p - 2,5 m$.

Perfil: es la sección de un flanco producida por un plano perpendicular al eje. Existen distintos tipos de curvas que se pueden utilizar como perfil de un diente de engranaje. Estas curvas deben cumplir la condición de que la normal común a los dos perfiles de los dos dientes en su punto de contacto divida a la línea de centros en dos segmentos inversamente proporcionales a las velocidades angulares de las dos ruedas. Si estas velocidades angulares permanecen constantes, el punto de intersección de la normal con la línea de centros permanecerá fijo y se dice que los perfiles se sartán formados por curvas conjugadas.

Para el trazado de los perfiles de dientes de engranajes se emplea fundamentalmente la evolvente de círculo (engranajes de perfil de evolvente). Este tipo de perfil presenta varias ventajas con respecto a otras curvas: se consigue un engrane correcto aunque se varíe el diámetro de alguna de las ruedas, siendo muy sencillo el tallado de los dientes y su verificación.

Ángulo de presión (α): es el ángulo formado por el radio de la circunferencia primitiva que pasa por el punto donde el perfil corta a la circunferencia primitiva y la tangente al perfil en dicho punto. Por lo general se toma un ángulo de presión de 20° .

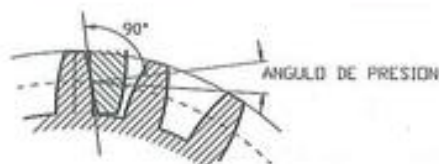


FIGURA 18.5. Ángulo de presión.

B) Perfil de referencia

El *perfil de referencia* o *cremallera tipo* define las características comunes a todos los engranajes cilíndricos de evolvente de igual módulo. Cada engranaje de cualquier diámetro con un mismo módulo puede considerarse engendrado geoméricamente por una cremallera tipo del mismo módulo con lo cual engrana perfectamente. La geometría de la cremallera base, para un ángulo de presión de 20° , es la que aparece en la figura 18.6.

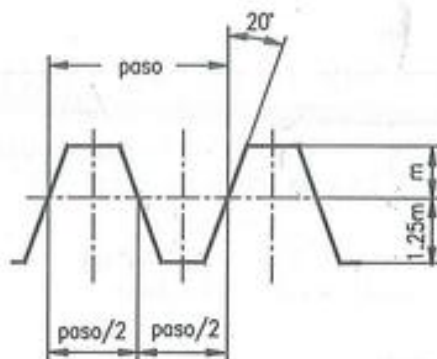


FIGURA 18.6. Perfil de referencia. Cremallera tipo.

C) Características y dimensiones de los engranajes cilíndricos de dientes rectos

En la tabla 18.2 se indican las características y dimensiones de los engranajes cilíndricos de dientes rectos en función del módulo y número de dientes:

Parámetro	Símbolo	Valor
Módulo	m	Cálculo basado en la resistencia de materiales
Nº de dientes	z	Determinado a partir de la relación de velocidades $n_1/n_2 = z_2/z_1$
Paso	p	$p = \pi m$
Addendum	a	$a = m$
Dedendum	b	$b = 1,25 m$
Diámetro primitivo	d_p	$d_p = m \cdot z$
Diámetro exterior	d_e	$d_e = m (z + 2)$
Diámetro interior	d_i	$d_i = m (z - 2,5)$
Anchura diente	l	$l = k \cdot m$ donde $k = 8 \text{ ó } 10$
Ángulo de presión	α	Normalmente 20°

TABLA 18.2. Características y dimensiones de los engranajes cilíndricos de dientes rectos.

D) Ejemplo de aplicación

Veamos cómo se pueden determinar los parámetros de un engranaje cilíndrico recto. Como datos de partida se saben:

- Índice de reducción = $14 / 5$ (es un parámetro de diseño).
- Módulo normal = 16 (obtenido a partir de cálculos mecánicos).
- Distancia aproximada entre ejes deseada = 470 mm (en función de condicionantes geométricos de diseño).

Si Z_1 es el número de dientes de la rueda conductora o piñón y Z_2 el de la conducida, como la relación entre las velocidades angulares es igual a la inversa de la relación de los números de dientes, tendremos que:

$$Z_2/Z_1 = 14/5$$

Como Z_1 y Z_2 deben ser números enteros, tendrán que ser múltiplos de 5 y de 14.

Por tanto $Z_2 = 14 K$ y $Z_1 = 5 K$ en donde K es un número entero.

Dado que la distancia entre los dos ejes es igual a la semisuma de los diámetros primitivos:

$$D = (d_{p1} + d_{p2})/2 = m (Z_1 + Z_2)/2 = 16 (5 K + 14 K)/2 = 152 K$$

Y como $D = 152 K \approx 470$, si se hace $152 K = 470$ se tendrá que $K = 3,09$, por lo que se tomará un valor de K entero $K = 3$. De esta forma resultará:

$$Z_2 = 14 \times 3 = 42 \text{ dientes}$$

$$Z_1 = 5 \times 3 = 15 \text{ dientes}$$

Los diámetros primitivos serán:

$$d_{p1} = m Z_1 = 16 \times 15 = 240 \text{ mm y } d_{p2} = m Z_2 = 16 \times 42 = 672 \text{ mm}$$

La distancia exacta entre ejes de las dos ruedas será:

$$D = (d_{p1} + d_{p2})/2 = 456 \text{ mm}$$

Respecto a las dimensiones de cada rueda:

Para el piñón:

Parámetro	Valor
Módulo	$m = 16$
Nº de dientes	$z = 15$
Addendum	$a = 16$
Dedendum	$b = 20$
Diámetro primitivo	$d_p = 240$
Diámetro exterior	$d_e = 272$
Diámetro interior	$d_i = 200$

Para la rueda conducida:

Parámetro	Valor
Módulo	$m = 16$
Nº de dientes	$z = 42$
Addendum	$a = 16$
Dedendum	$b = 20$
Diámetro primitivo	$d_p = 672$
Diámetro exterior	$d_e = 704$
Diámetro interior	$d_i = 642$

18.1.3. Engranajes cilíndricos helicoidales

Los engranajes cilíndricos helicoidales se emplean para transmitir potencia entre dos árboles cuyos ejes se cruzan. Existen dos casos particulares que corresponden a cuando los ejes son paralelos y cuando los ejes son perpendiculares. En este tipo de engranajes, los dientes están dispuestos según hélices trazadas sobre la superficie lateral del cilindro.

En los engranajes helicoidales, los dientes que engranan no entran en contacto simultáneamente en toda su anchura (como ocurría en el caso de los engranajes de dientes rectos) sino que en un instante dado están en contacto varios dientes a la vez. Por este motivo, la conducción realizada mediante ruedas helicoidales es mucho más regular. Además, como el contacto con los dientes es progresivo, se atenúan los choques y la transmisión es mucho más silenciosa. Por el contrario, al estar simultáneamente en contacto varios dientes, el deslizamiento entre ellos es mucho mayor y, por consiguiente, la potencia absorbida y el desgaste de los dientes también es mucho mayor. Además, al ser la transmisión de esfuerzos oblicua al eje, existe una componente de fuerza axial que tiende a separar los engranajes. Para evitar los empujes axiales, se tallan sobre una misma rueda dos dentados iguales pero con hélices de distinto signo (son los llamados engranajes doble helicoidal o en espigón).

A) Definiciones

Además de las establecidas en la sección 3.1, se deben tener en cuenta las siguientes definiciones:

- *Hélice primitiva*: es la intersección de un flanco con el cilindro primitivo de un engranaje helicoidal. La hélice puede ser a derechas o a izquierdas.
- *Ángulo de la hélice* (β): es el ángulo formado por la tangente a la hélice primitiva y una generatriz del cilindro primitivo.
- *Paso aparente o circunferencial* (P_c): longitud del arco de círculo primitivo comprendido entre dos perfiles homólogos consecutivos.
- *Paso real o normal* (P_n): longitud de arco comprendida entre dos flancos homólogos consecutivos, medido sobre una hélice del cilindro primitivo ortogonal a las hélices primitivas.
- *Módulo aparente o circunferencial* (m_c): cociente entre el paso aparente P_c y π .
- *Módulo real o normal* (m_n): cociente entre el paso real P_n y π .

Todos los engranajes de dientes helicoidales del mismo módulo (real o aparente) y del mismo ángulo de hélice engranan entre sí, independientemente de su diámetro y de su número de dientes, aunque sus hélices han de ser de sentido contrario (una a derechas y otra a izquierdas).

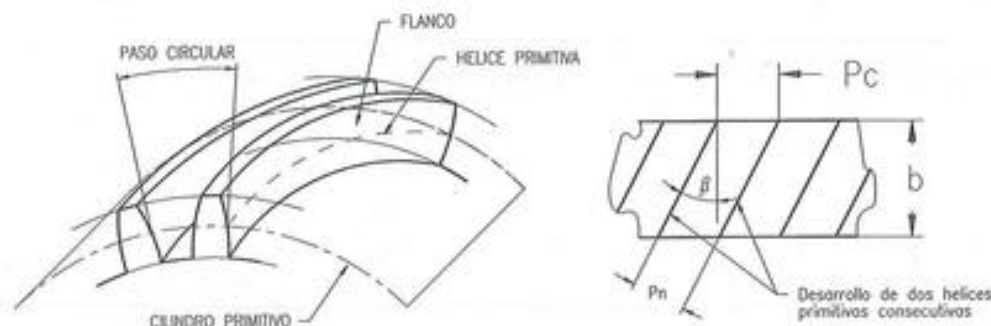


FIGURA 18.7a. Engranajes cilíndricos helicoidales. Definiciones.

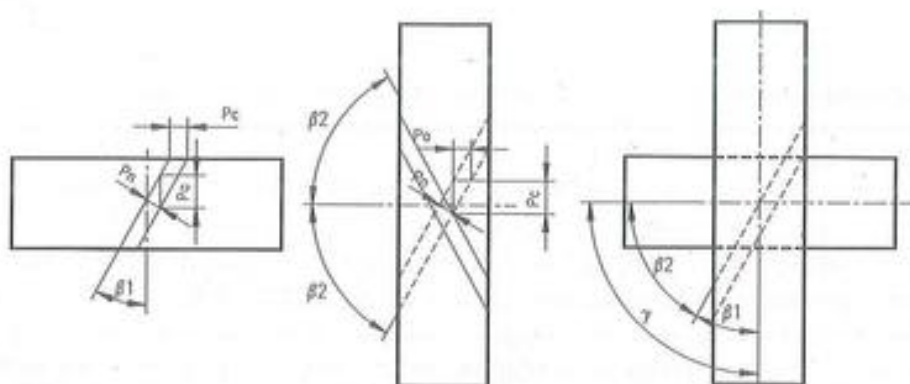


FIGURA 18.7b. Engranajes cilíndricos helicoidales. Definiciones.

B) Características y dimensiones de los engranajes cilíndricos helicoidales

En la tabla 18.3 se presentan las características y dimensiones de los engranajes cilíndricos helicoidales.

Parámetro	Símbolo	Valor
Ángulo de hélice	β	$\beta_1 + \beta_2$
Ángulo entre ejes	γ	
Módulo normal	m_n	Valor normalizado de la tabla de módulos
Módulo aparente o circunferencial	m_c	$m_c = m_n / \cos \beta$
Módulo axial	m_a	$m_a = m_n / \sin \beta$
Paso normal	p_n	$p_n = \pi m_n$
Paso circunferencial	p_c	$p_c = \pi m_c = \pi m_n / \cos \beta$
Paso axial	p_a	$p_a = \pi m_a = \pi m_n / \sin \beta$
Nº de dientes	z	Obtenido a partir del índice de reducción
Diámetro primitivo	dp	$dp = m_c \cdot z$
Sentido de la hélice		a derecha o a izquierda
Addendum	a	$a = m_n$
Dedendum	b	$b = 1,25 m_n$
Altura del diente	h	$h = a + b = 2,25 m_n$
Diámetro exterior	de	$de = dp + 2 m_n$
Diámetro interior	di	$di = dp - 2,5 m_n$
Ángulo de presión	α	Normalmente 20°

TABLA 18.3. Dimensiones y características de los engranajes cilíndricos helicoidales.

C) Ejemplo de aplicación. Engranajes cilíndricos helicoidales de ejes paralelos

Como datos de partida se saben:

- Índice de reducción = $7/3$ (es un parámetro de diseño).
- Módulo normal = 16 (obtenido a partir de cálculos mecánicos).
- Distancia exacta entre ejes = 500 mm (en función de condicionantes geométricos de diseño).
- Ángulo de hélice aproximado = 15° (parámetro de diseño).

Si los dos ejes son paralelos se cumplirá: $\beta_1 = -\beta_2$, de forma que los ángulos de las hélices son iguales pero de sentido contrario (hélice derecha - hélice izquierda).

Si Z_1 y Z_2 representan respectivamente a los números de dientes de la rueda conductora y de la rueda conducida, tendremos:

$$i = Z_2/Z_1 = 7/3$$

$$Z_1 = 3k \text{ y } Z_2 = 7k$$

siendo k un número entero. Para la rueda conductora:

$$dp_1 = m_{c1} \times Z_1 = m_n / \cos \beta_1 \times 3k$$

Y para la rueda conducida:

$$dp_2 = m_{c2} \times Z_2 = m_n / \cos \beta_2 \times 7k$$

Por tratarse de ejes paralelos, como $\beta_1 = -\beta_2$ y $\cos \beta_1 = \cos \beta_2$ entonces:

$$m_{c1} = m_{c2}$$

La distancia entre los ejes será igual a la semisuma de los diámetros primitivos:

$$(dp_1 + dp_2)/2 = 500 = (m_n / \cos \beta) \times (3k + 7k)/2$$

y como se ha fijado que β debe ser aproximadamente 15° tendremos que:

$$500 = 16 \times 10k / (2 \times \cos 15^\circ)$$

Despejando k de la ecuación anterior se obtiene un valor de $k = 6,03$, que, como debe ser entero, el valor a elegir será:

$$k = 6$$

De forma que se tendrá:

$$Z_2 = 7 \times 6 = 42 \text{ dientes y } Z_1 = 3 \times 6 = 18 \text{ dientes}$$

El valor exacto del ángulo de hélice se obtendrá de:

$$500 = 16 \times 10 \times 6 / (2 \times \cos \beta)$$

$$\cos \beta = 0,96 \quad \text{de donde: } \beta = 16^\circ 16'$$

por último:

$$dp_1 = 16 \times 18 / \cos 16^\circ 16' = 300 \text{ mm}$$

$$dp_2 = 16 \times 42 / \cos 16^\circ 16' = 700 \text{ mm}$$

D) Ejemplo de aplicación. Engranajes cilíndricos helicoidales de ejes perpendiculares

Como datos de partida se saben:

- a) Índice de reducción = $7/3$ (es un parámetro de diseño).
- b) Módulo normal = 16 (obtenido a partir de cálculos mecánicos).
- c) Distancia aproximada entre ejes = 480 mm (en función de condicionantes geométricos de diseño).
- d) Angulo de hélice exacto del piñón = 40° (parámetro de diseño).

Si Z_1 y Z_2 son los números de dientes de la rueda conductora y de la rueda conducida:

$$Z_2 / Z_1 = 7 / 3 \text{ de donde } Z_2 = 7k ; Z_1 = 3k \text{ con } k \text{ entero}$$

Si se fija la inclinación de los dientes sobre la rueda conductora $\beta_1 = 40^\circ$, la inclinación de las hélices sobre la rueda conducida será de $\beta_2 = 90^\circ - 40^\circ = 50^\circ$.

La distancia entre ejes es igual a la semisuma de los diámetros primitivos:

$$(dp_2 + dp_1)/2 = 1/2 (16 / \cos 40^\circ \times 3k + 16/\cos 50^\circ \times 7k) = 480$$

De donde $k = 4,052$ por lo que se tomará $k = 4$. Los números de dientes Z_1 y Z_2 serán respectivamente 12 y 28 dientes, y la distancia exacta entre ejes:

$$D = (dp_2 + dp_1)/2 = 1/2 (16/\cos 40^\circ \times 3 \times 4 + 16/\cos 50^\circ \times 7 \times 4) = 473,8$$

18.1.4. Tornillo sin fin y corona

El *tornillo sin fin* es un caso particular de engranajes helicoidales con ejes que se cruzan a 90° . El ángulo de hélice del piñón se toma próximo a los 90° y el número de dientes del mismo es tan pequeño que sus dientes forman hélices completas (llamadas *entradas* del tornillo o *hilos* del tornillo). El piñón se convierte en un *tornillo sin fin* y la rueda se denomina entonces *corona*. El número de dientes del piñón es igual al número de entradas del tornillo. La máxima relación de transmisión se conseguirá con $Z_1 = 1$ (tornillo de una entrada).

En general, el paso de rosca del tornillo será igual al paso axial del tornillo por el número de entradas.

$$p = \pi d_1 \operatorname{ctg} \beta_1 = P_{ax} Z_1 = \pi m_{ax} Z_1$$

A) Tipos de tornillos sin fin y coronas

El tornillo sin fin generalmente desempeña el papel de la rueda conductora. Está tallado a partir de un eje cilíndrico macizo en torno al cual se disponen helicoidalmente una serie de filetes. Se distinguen tres tipos fundamentales de tornillos sin fin y coronas.

• Corona y tornillos sin fin cilíndricos

La rueda conducida es igual a la de los engranajes cilíndricos usuales. El contacto entre el filete del tornillo y el diente de la corona es puntual, y por lo tanto el desgaste de ambos es rápido. Este montaje sólo se utiliza en la transmisión de pequeños esfuerzos y a velocidades reducidas.

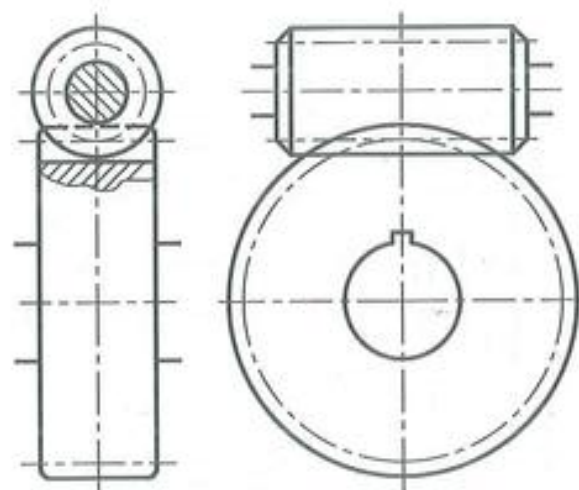


FIGURA 18.8. Corona y tornillos sin fin cilíndricos.

- Tornillo sin fin cilíndrico y corona de dientes cóncavos

El tornillo sin fin mantiene su forma cilíndrica, con sus filetes helicoidales. La rueda está tallada de forma que sus dientes están curvados, con el centro de curvatura situado sobre el eje del tornillo sin fin.

En este caso el contacto entre los dientes es lineal, lo que hace que se transmite mejor el esfuerzo y se producen menos desgastes. Este sistema es el más usual en mecanismos de reducción.

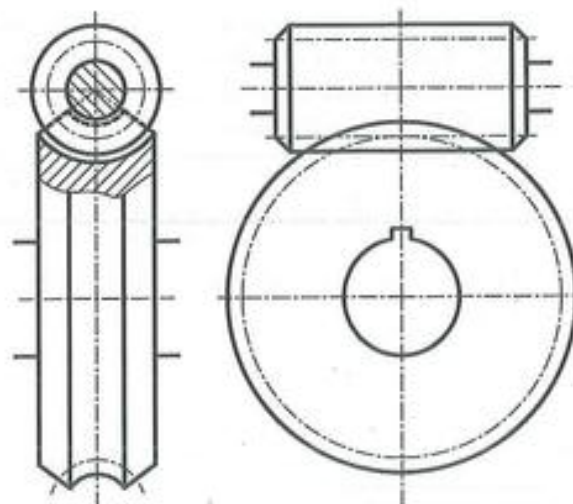


FIGURA 18.9. Tornillo sin fin cilíndrico y corona de dientes cóncavos.

- Corona y tornillo globoidal

En este tipo, el tornillo se adapta a la forma de la rueda. Esta disposición es poco frecuente, debido a su alto coste de fabricación. Se suele emplear en las cajas de dirección de los automóviles.

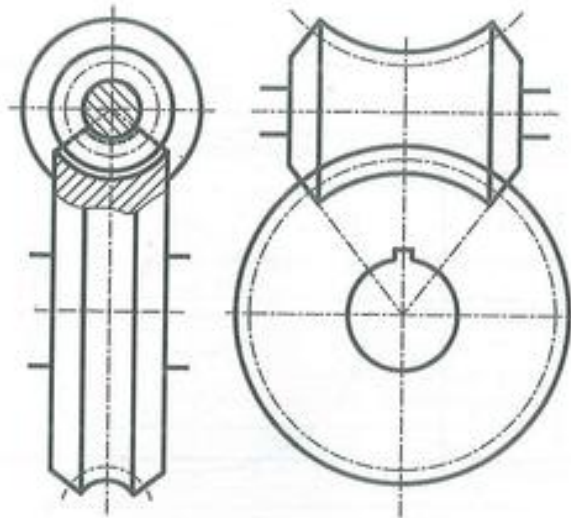


FIGURA 18.10. Corona y tornillo globoidal.

B) Irreversibilidad del movimiento

En la mayoría de los casos el tornillo hace el papel de rueda conductora, con lo que el sistema es un reductor de velocidad.

Dependiendo del coeficiente de rozamiento entre dientes y del ángulo de hélice, el mecanismo de tornillo sin fin y corona presenta la característica de que es un mecanismo no reversible, es decir, aunque el tornillo puede girar en cualquier sentido y arrastrar a la corona, si ésta es la que gira, no puede arrastrar al tornillo.

Este fenómeno se aprovecha como mecanismo de seguridad en sistemas donde se necesita que la rueda no sea capaz de arrastrar al tornillo. Tiene especial aplicación en elevadores de carga y ascensores, donde la irreversibilidad del mecanismo constituye el mejor freno de seguridad en caso de fallo de la energía eléctrica.

C) Características y dimensiones del tornillo sin fin y de la corona

Seguidamente se indican las fórmulas necesarias para determinar la geometría del tornillo sin fin y de la corona (tabla 18.4).

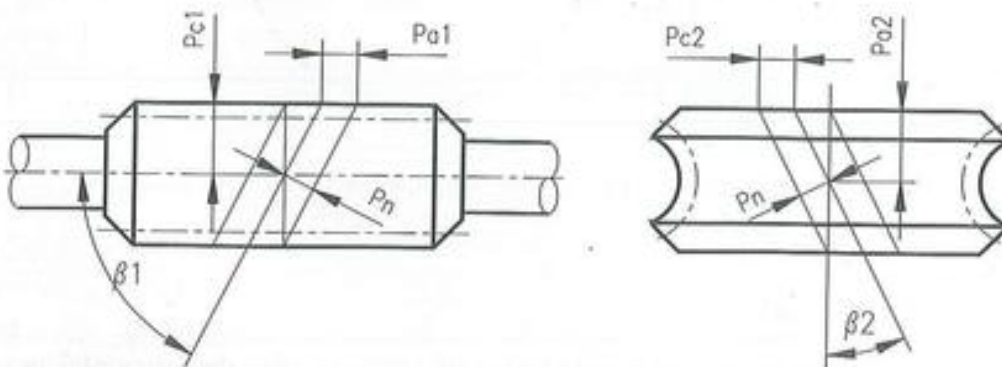


FIGURA 18.11. Corona y tornillo sin fin.

TORNILLO SIN FIN	
dp_1	Diámetro primitivo
m_{a1}	Módulo axial = $m_n / \sin \beta_1 = m_n / \cos \beta_2 = m_{c2}$
m_n	Módulo normal = $m_{a1} \sin \beta_1$
m_{c1}	Módulo circunferencial = $m_{a1} \tan \beta_1$
z_1	Número de entradas.
p_{a1}	Paso axial = πm_{a1}
p	Paso de la hélice del tornillo = $p_{a1} z_1$
p_n	Paso normal = πm_n
p_{c1}	Paso circunferencial = πm_{c1}
β_1	Ángulo de la hélice; $\operatorname{ctg} \beta_1 = m_{a1} z_1 / dp_1$ Sentido de la hélice (derechas o izquierdas)
d_{e1}	Diámetro exterior = $dp_1 + 2 m_n$
d_{i1}	Diámetro interior = $dp_1 - 2,5 m_n$
a	Addendum $a = m_n$
b	Dedendum $b = 1,25 m_n$
h	Altura del diente $h = 2,25 m_n$
α	Ángulo de presión (normalmente 20°) Tipo de dentado (normalmente evolvente)
CORONA	
Dp_2	Diámetro primitivo.
m_{a2}	Módulo axial = $m_n / \sin \beta_2 = m_n / \cos \beta_1 = m_{c1}$
m_n	Módulo normal = $m_{a2} \sin \beta_2$
m_{c2}	Módulo circunferencial = $m_n / \cos \beta_2$
z_2	Número de dientes.
p_{a2}	Paso axial = πm_{a2}
p_n	Paso normal = πm_n
p_{c2}	Paso circunferencial = πm_{c2}
β_2	Ángulo de la hélice; $\beta_2 = 90^\circ - \beta_1$ Sentido de la hélice (derechas o izquierdas)
D_{e2}	Diámetro exterior = $Dp_2 + 2 m_n$
D_{i2}	Diámetro interior = $Dp_2 - 2,5 m_n$
a	Addendum $a = m_n$
b	Dedendum $b = 1,25 m_n$
h	Altura del diente $h = 2,25 m_n$
α	Ángulo de presión (normalmente 20°) Tipo de dentado (normalmente evolvente)

Tabla 18.4. Fórmulas para la determinación de la geometría del tornillo sin fin y de la corona.

D) Ejemplo de aplicación

Como datos de partida se saben:

- Índice de reducción = 32 (es un parámetro de diseño).
- Módulo normal = 2 (obtenido a partir de cálculos mecánicos).
- Distancia aproximada entre ejes = 43 mm (en función de condicionantes geométricos de diseño).

d) Ángulo de hélice exacto del tornillo = 85° (parámetro de diseño).

Dado que el índice de reducción es 32, tendremos que:

$$i = 32 = \frac{Z_{\text{corona}}}{Z_{\text{tornillo}}} = \frac{32k}{k}$$

Por otra parte, si existe una distancia entre centros aproximada de 43 mm

$$2c = \frac{m_n Z_{\text{tornillo}}}{\cos \beta_{\text{tornillo}}} = \frac{m_n Z_{\text{corona}}}{\cos \beta_{\text{corona}}}$$

Dado que la suma de ángulos de hélice de tornillo y corona debe ser 90° , y si el tornillo tiene ángulo de hélice 85° , la corona tendrá 5° , por lo que:

$$86 = \frac{2 \times k}{\cos 85} + \frac{2 \times 32k}{\cos 5}, \text{ de donde, } k = 0,986 \approx 1$$

así pues:

$$Z_{\text{tornillo}} = 1 \quad \text{y} \quad Z_{\text{corona}} = 32$$

y

$$dp_{\text{tornillo}} = \frac{m_n Z_{\text{tornillo}}}{\cos \beta_{\text{tornillo}}} = \frac{2 \times 1}{\cos 85} = 22,95$$

$$dp_{\text{corona}} = \frac{m_n Z_{\text{corona}}}{\cos \beta_{\text{corona}}} = \frac{2 \times 32}{\cos 5} = 64,24$$

$$c = \frac{1}{2} \left(\frac{m_n Z_{\text{tornillo}}}{\cos \beta_{\text{tornillo}}} + \frac{m_n Z_{\text{corona}}}{\cos \beta_{\text{corona}}} \right) = 43,60$$

18.1.5. Engranajes cónicos

Los engranajes cónicos se usan para transmitir un movimiento de rotación entre dos ejes que se cortan y que forman entre sí un ángulo cualquiera.

La razón de las velocidades angulares de dos engranajes cónicos es también igual a la razón inversa de su número de dientes. Los módulos de las dos ruedas que engranan tienen que ser también iguales.

Los dientes pueden ser de perfil evolvente o cicloidal.

Existen distintos tipos de engranajes cónicos en función de la forma de los dientes. Los más empleados son los engranajes cónicos de dientes rectos (figura 18.12a) y los cónicos de dientes en espiral, comparables estos últimos por sus características de funcionamiento con los engranajes cilíndricos de tipo helicoidal. Ofrecen la particularidad de tener dispuestos los dientes en espiral logarítmica, es decir, con inclinación constante en cada uno de sus puntos. Producen un engrane mucho más suave que el dentado recto, con un nivel de vibraciones y ruidos mucho menor.

Las ruedas cónicas de dentado hipoide (figura 18.12b) son semejantes en su forma a los engranajes cónicos de diente curvo, pero con la diferencia de que los árboles no se cortan, sino que se cruzan. Esta disposición es la más usada, por ejemplo, en los diferenciales de los automóviles.

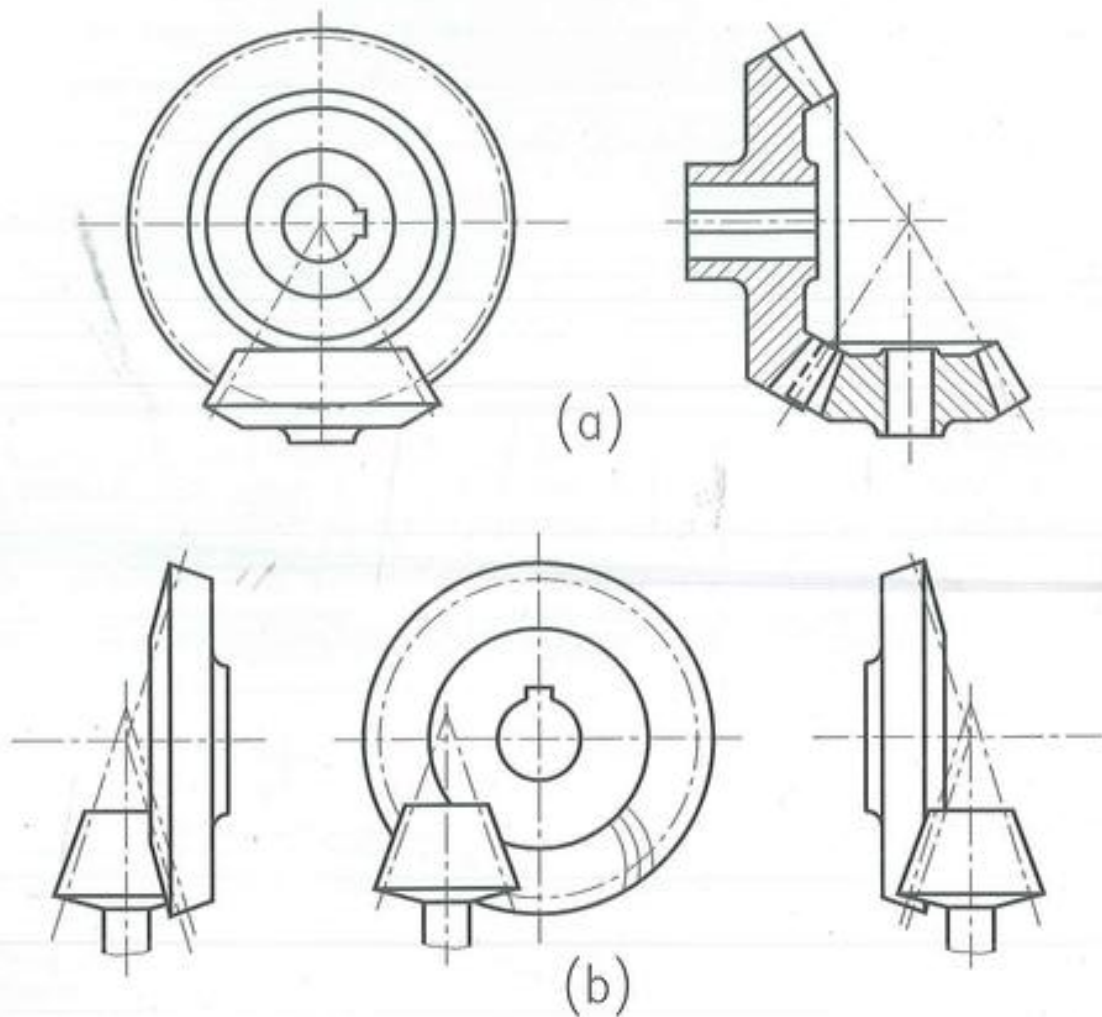


FIGURA 18.12. Engranajes cónicos.

A) Definiciones

- *Cono primitivo*: cono teórico de engrane donde entran en contacto los dientes que engranan. El diámetro de su base es el diámetro primitivo (dp).
- *Cono exterior o de cabeza*: es aquel en el que están inscritos los dientes. El diámetro de su base es el diámetro exterior (de).
- *Cono de fondo o de pie*: es aquel sobre el que se apoyan los dientes. El diámetro de su base es el diámetro interior (di).
- *Semiángulo del cono primitivo* (semiángulo primitivo β_1).
- *Semiángulo del cono exterior* (semiángulo de cara β_a).
- *Semiángulo del cono de fondo* (semiángulo de fondo β_b).

- Longitud de la generatriz del cono primitivo (G).
- Ángulo de addendum (θ_a): es la diferencia entre el semiángulo del cono exterior y el semiángulo del cono de fondo.
- Ángulo de dedendum (θ_b): diferencia existente entre el semiángulo del cono primitivo y el semiángulo del cono de fondo.
- Ángulo entre ejes (γ): ángulo formado por los ejes de los árboles cuyo movimiento se requiere transmitir.

Si los ejes forman un ángulo γ , los semiángulos de los conos primitivos β_1 y β_2 cumplirán que $\gamma = \beta_1 + \beta_2$.

Puede llegar a demostrarse que:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \operatorname{sen} \gamma / ((z_1 / z_2) + \cos \gamma) \quad \text{y} \quad \operatorname{tg} \beta_1 = \operatorname{sen} \gamma / ((z_2 / z_1) + \cos \gamma)$$

Si $\gamma = 90^\circ$ se tendrá:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = z_1 / z_2 \quad \text{y} \quad \operatorname{tg} \beta_2 = z_2 / z_1$$

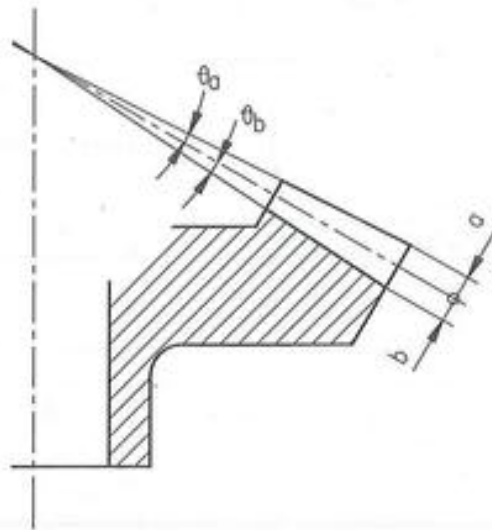
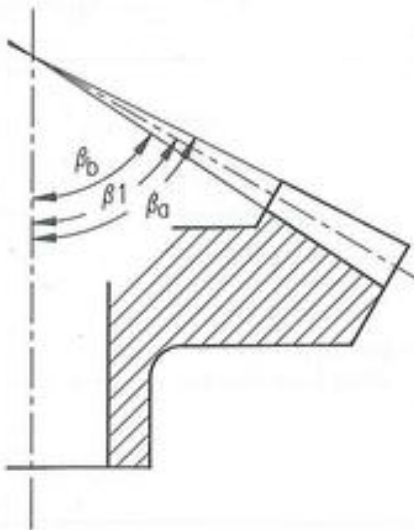
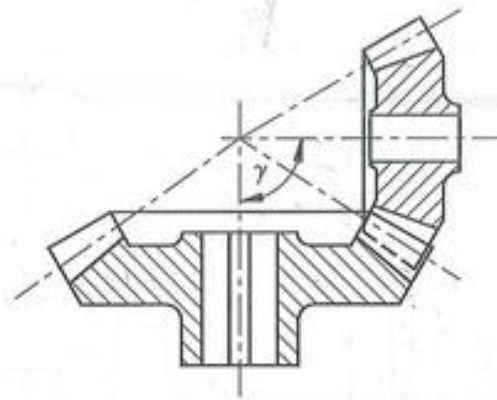
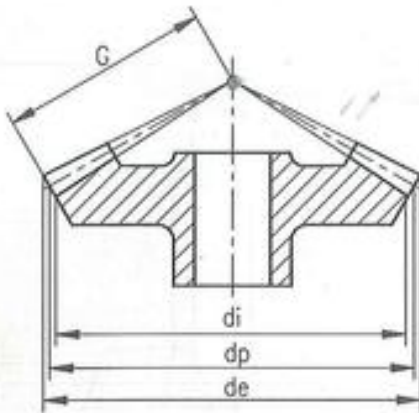


FIGURA 18.13. Engranajes cónicos. Definiciones.

B) Características y dimensiones de los engranajes cónicos rectos

El cálculo de las características de los engranajes cónicos de dientes rectos puede hacerse a partir de las fórmulas siguientes:

PIÑÓN	
Nº de dientes	z_1
Módulo	m
Paso	$p = \pi m$
Diámetro primitivo	$dp_1 = m z_1$
Longitud del diente	l
Ángulo de presión	20°
Velocidad de giro	n_1
Ángulo de los ejes	$\gamma = \beta_1 + \beta_2$
Semiángulo cono primitivo	$\text{tg} \beta_1 = \text{sen} \gamma / ((z_2 / z_1) + \cos \gamma)$
Addendum	$a = m$
Dedendum	$b = 1,25 m$
Diámetro exterior	$de_1 = dp_1 + 2m \cos \beta_1 = mz_1 + 2 m \cos \beta_1 = m(z_1 + 2 \cos \beta_1)$
Diámetro interior	$di_1 = dp_1 - 2,5m \cos \beta_1 = mz_1 - 2,5m \cos \beta_1 = m(z_1 - 2,5 \cos \beta_1)$
Generatriz de contacto	$G = dp_1 / 2 \text{sen} \beta_1$
Ángulo de addendum	$\text{tg} \theta_{a1} = m/G$
Ángulo de dedendum	$\text{tg} \theta_{b1} = 1,25m/G$
RUEDA	
Nº de dientes	z_2
Módulo	m
Paso	$p = \pi m$
Diámetro primitivo	$dp_2 = m z_2$
Longitud del diente	l
Ángulo de presión	20°
Velocidad de giro	n_2
Ángulo de los ejes	$\gamma = \beta_1 + \beta_2$
Semiángulo cono primitivo	$\text{tg} \beta_2 = \text{sen} \gamma / ((z_1 / z_2) + \cos \gamma)$
Addendum	$a = m$
Dedendum	$b = 1,25 m$
Diámetro exterior	$de_2 = dp_2 + 2m \cos \beta_2 = mz_2 + 2 m \cos \beta_2 = m(z_2 + 2 \cos \beta_2)$
Diámetro interior	$di_2 = dp_2 - 2,5m \cos \beta_2 = mz_2 - 2,5m \cos \beta_2 = m(z_2 - 2,5 \cos \beta_2)$
Generatriz de contacto	$G = dp_2 / 2 \text{sen} \beta_2$
Ángulo de addendum	$\text{tg} \theta_{a2} = m/G$
Ángulo de dedendum	$\text{tg} \theta_{b2} = 1,25m/G$

Tabla 18.5. Fórmulas para el cálculo de las características de los engranajes cónicos de dientes rectos.

C) Ejemplo de aplicación

Como datos de partida se saben:

- Índice de reducción = $5/2$ (es un parámetro de diseño).
- Módulo normal = 5 (obtenido a partir de cálculos mecánicos).

- c) Longitud aproximada de la generatriz del cono primitivo aproximada = 135 mm (en función de condicionantes geométricos de diseño).
 d) Ángulo entre ejes = 90° (parámetro de diseño).

Dado que $i = Z_2 / Z_1 = 5 / 2$, se tendrá que:

$$Z_2 = 5k \quad \text{y} \quad Z_1 = 2k$$

por lo que:

$$G = \frac{1}{2} \sqrt{Dp_1^2 + Dp_2^2}$$

$$135 = \sqrt{(m \times 2 \times k)^2 + (m \times 5 \times k)^2}$$

de donde:

$$m \times k = 50,14$$

por lo que si $m = 5$, entonces: $k = 10,03$, por lo que se tomará $k = 10$ y tendremos:

$$\beta_1 = 21^\circ 48' \quad \text{y} \quad \beta_2 = 90^\circ - 21^\circ 48' = 68^\circ 12'$$

$$Z_1 = 2k = 20 \quad \text{y} \quad Z_2 = 5k = 50$$

Si el módulo es 4 mm:

$$dp_1 = 5 \times 2k = 100 \text{ mm}$$

$$dp_2 = 5 \times 5k = 250 \text{ mm}$$

$$G = 134,6 \text{ mm}$$

18.1.6. Piñón y cremallera

Cuando una de las ruedas dentadas tiene radio primitivo infinito se convierte en lo que se denomina *cremallera*. El mecanismo piñón y cremallera es un mecanismo que transforma el giro del piñón en un desplazamiento lineal de la cremallera.

El mecanismo tiene diversas aplicaciones, aunque tal vez la más conocida es el mecanismo de dirección de cremallera de vehículos.

En este mecanismo, el concepto de índice de reducción cambia. La relación de velocidades en este caso ya no es adimensional, como en el caso de una pareja de ruedas dentadas, sino que, al tratarse de una relación entre una velocidad angular y una lineal, el índice de reducción está en función del radio primitivo del piñón, de forma que se cumple que:

$$r_{\text{piñón}} = \frac{v_{\text{cremallera}}}{\omega_{\text{piñón}}}$$

El dentado del piñón y de la cremallera puede ser recto o helicoidal.

En la figura 18.14 aparece representada una pareja piñón y cremallera.

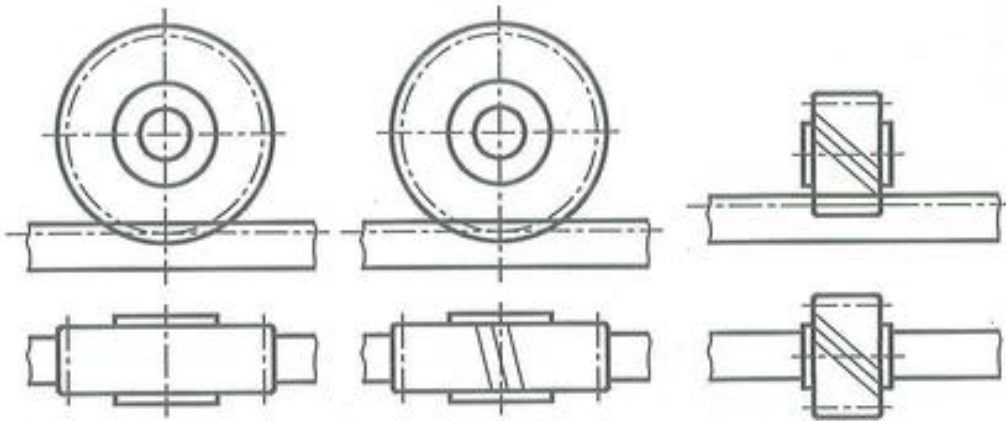


FIGURA 18.14. Piñón - cremallera.

A) Ejemplo de aplicación

Como datos de partida se saben:

- Relación de transformación = 50 mm de desplazamiento de cremallera por cada vuelta del piñón (es un parámetro de diseño).
- Módulo normal ≈ 1 (obtenido a partir de cálculos mecánicos).
- Ángulo de hélice aproximadamente $= 20^\circ$ (parámetro de diseño).
- Ángulo entre ejes $= 0^\circ$ (parámetro de diseño).

(Se sobreentiende que la cremallera es una rueda dentada de radio primitivo infinito, y que el eje de esta rueda es perpendicular a la dirección de desplazamiento de la cremallera.)

• Primera forma de resolución

Si Z_1 representa el número de dientes del piñón, se tiene:

$$dp_1/2 = 50 \text{ mm}/2 \pi \text{ radian, de donde: } dp_1 = 15,92 \text{ mm}$$

$$dp_1 = m_{en} \cdot Z_1 = m_n / \cos \beta_1 \times Z_1, \text{ de donde:}$$

$$15,92 = 1 / \cos 20^\circ \times Z_1$$

$$Z_1 = 14,96$$

Como Z_1 debe ser un número entero, se tomará $Z_1 = 15$ dientes, por lo que entonces, el ángulo de hélice del piñón será:

$$15,92 = 1 / \cos \beta^\circ \times 15, \text{ de donde } \beta = 19^\circ 34'$$

• Segunda forma de resolución

Si el eje de giro del piñón es perpendicular a la dirección de desplazamiento de la cremallera, el paso circunferencial del piñón se obtendrá dividiendo el recorrido de la cremallera para cada vuelta girada del piñón entre el número de dientes del piñón.

Si Z_1 representa el número de dientes del piñón, entonces el recorrido de la cremallera por cada vuelta del piñón $= 50 \text{ mm} = Z_1 \times P_c$.

Como $P_c = M_c \times \pi$ y $m_c = m_n / \cos \beta$, se tiene que:

$$\frac{50}{Z_1} = \frac{m_n}{\cos \beta} \pi$$

$$\frac{50}{Z_1} = \frac{1}{\cos 20} \pi$$

$$Z_1 = 14,96$$

Como Z_1 debe ser un número entero, se tomará $Z_1 = 15$ dientes, por lo que entonces, el ángulo de la hélice del piñón será: $\beta = 19^\circ 34'$

18.1.7. Representación de los engranajes

La norma UNE 1-044-75 especifica los signos convencionales para la representación de engranajes en planos, tanto a nivel de despieces y detalles como en planos de conjuntos. Se aplica tanto a engranajes como a tornillos sin fin.

A) Representación de ruedas aisladas

Los contornos y las aristas de cada rueda se representan (figuras 18.15, 18.16 y 18.17) de la siguiente forma:

- En una vista no seccionada, la rueda se representa como si no estuviera dentada, y limitada por la superficie de cabeza (o superficie exterior).
- En una vista seccionada axialmente, se representa como si fuera una rueda de dientes rectos, con dos dientes diametralmente opuestos, representados sin cortar (aunque se trate de dientes no rectos o de un número impar de ellos).

La superficie primitiva (cono o cilindro primitivo) se traza en línea fina de trazo y punto, aunque se trate de partes ocultas o de cortes. Se representa (figuras 18.15, 18.16 y 18.17) del siguiente modo:

- En proyección normal al eje, por su cilindro primitivo.
- En proyección paralela al eje, por su contorno aparente, de forma que la línea de trazo y punto sobresalga por los lados del contorno de la pieza.



FIGURA 18.15. Representación de una rueda dentada sin sección.

Como norma general, no se representa la superficie de pie o inferior, salvo en los cortes. Sin embargo, cuando sea conveniente su representación sobre vistas no cortadas, se trazará con línea fina continua (figura 18.16).

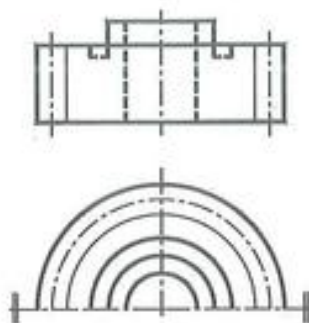


FIGURA 18.16. Representación de una rueda dentada sin sección. Superficie de pie.

El perfil de los dientes se define indicando su tipo (por referencia a una norma) o bien mediante un dibujo a la escala conveniente. Cuando resulta indispensable que figuren uno o dos dientes en el dibujo (por ejemplo para delimitar los extremos de un sector dentado o de una cremallera, figura 18.17) los dientes se trazan con línea gruesa, dibujándolos tal y como son.

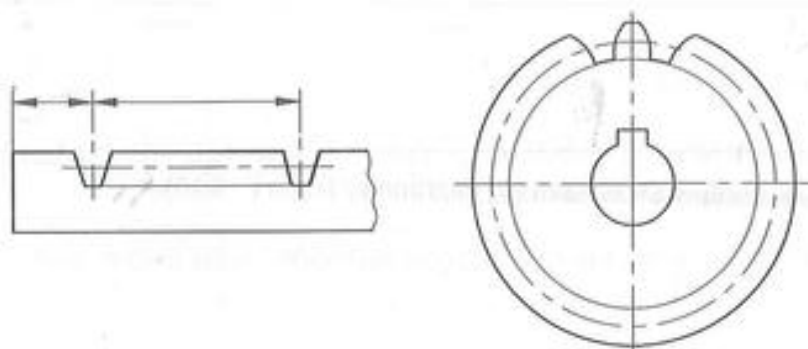


FIGURA 18.17. Representación de los dientes del engranaje.

Si procede, se indicará la orientación de los dientes de un engranaje o de una cremallera sobre la proyección paralela al eje del engranaje mediante tres líneas finas, tal y como se indica en la figura 18.18.

		DENTADO	SIMBOLO
		Helicoidal a dcha Helicoidal a izda	
		Helicoidal en ángulo	
		Helicoidal en espiral	

FIGURA 18.18. Representación de la orientación de los dientes del engranaje.

B) Dibujos de conjunto

En los planos de conjunto se utilizan los mismos convenios que para la representación de las ruedas aisladas. Sin embargo, cuando se trate de conjuntos con ruedas cónicas, en la pro-

yección paralela al eje se prolonga la línea que representa la superficie primitiva hasta el punto donde corte al eje (figuras 18.20 y 18.21).

Cuando las ruedas se dibujan sin seccionar, no debe quedar ninguna rueda oculta por la otra en las partes coincidentes (figura 18.19).

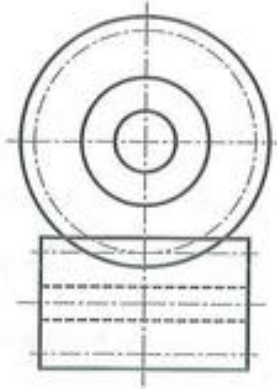


FIGURA 18.19. Representación de dos ruedas con partes coincidentes.

Son excepciones de la regla anterior:

- Cuando una rueda está situada por completo delante de la otra (figuras 18.20 y 18.21).
- Cuando se dibujan en sección los engranajes (figura 18.20).

En estos dos casos puede omitirse la representación de las aristas ocultas si no es imprescindible para la claridad del dibujo.

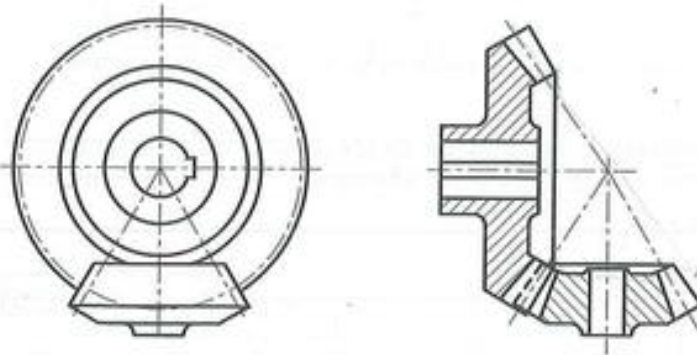


FIGURA 18.20. Representación de un engranaje cónico de ejes concurrentes.

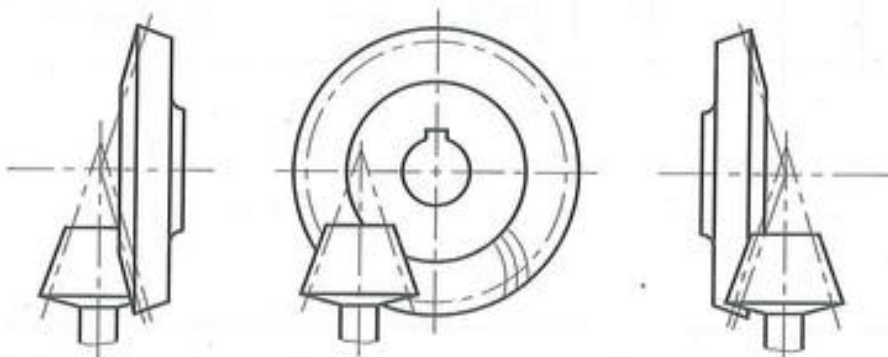


FIGURA 18.21. Representación de un engranaje cónico de ejes no concurrentes.

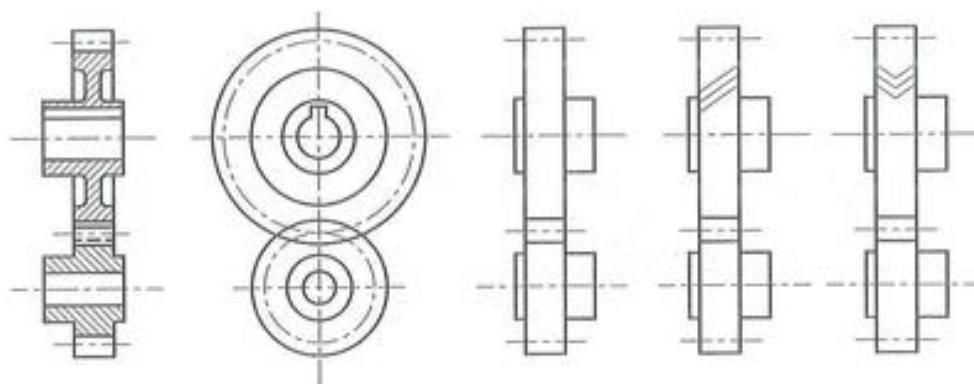


FIGURA 18.22. Engranajes exteriores de ruedas cilíndricas.

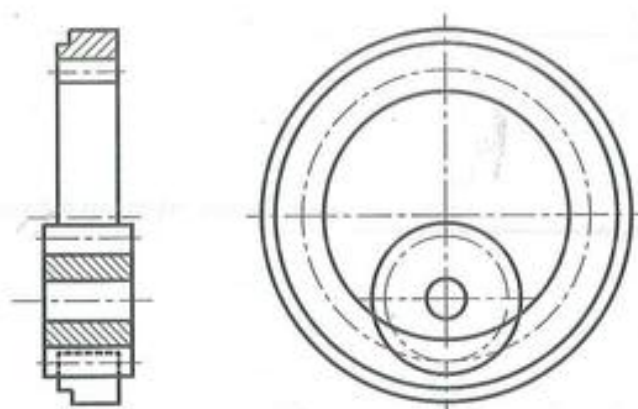


FIGURA 18.23. Engranaje interior de ruedas cilíndricas.

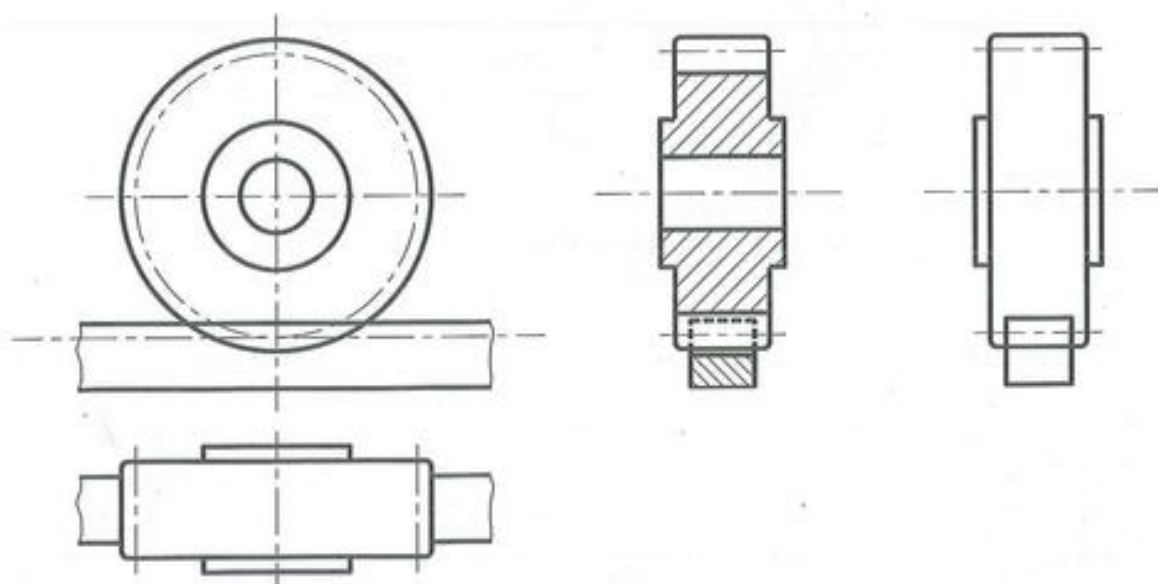


FIGURA 18.24. Engranaje de rueda con cremallera.

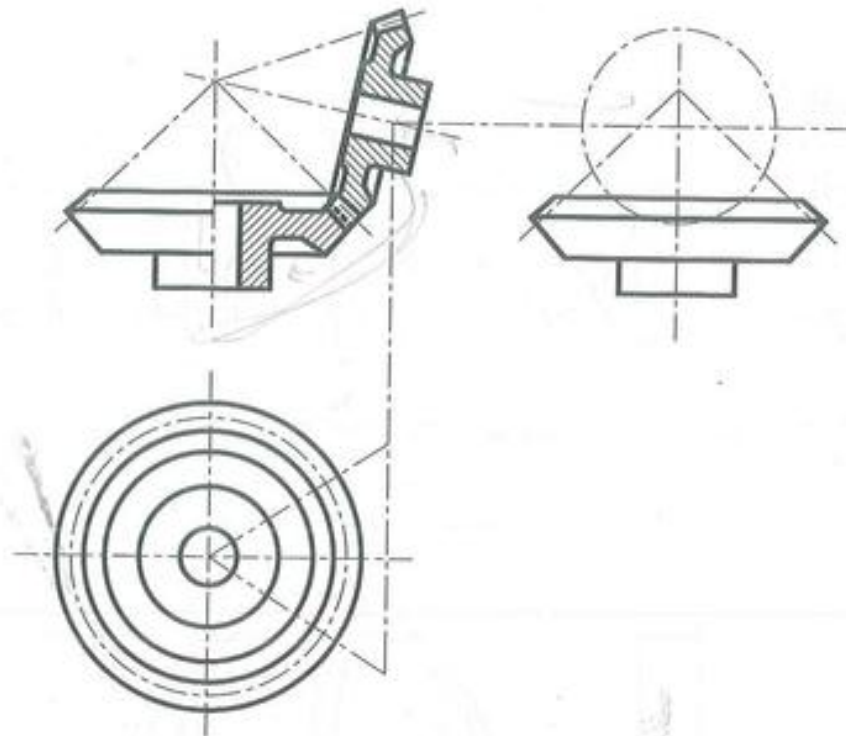


FIGURA 18.25. Engranajes cónicos con ángulos arbitrarios entre ejes.

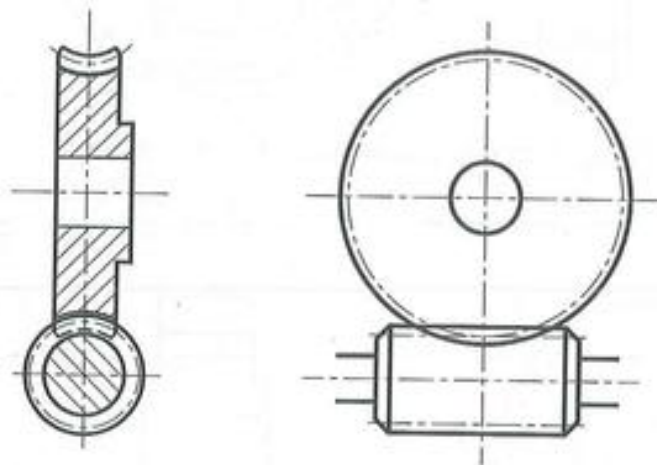


FIGURA 18.26. Engranaje de corona con tornillo sin fin.

18.1.8. Acotación y representación en planos

Los engranajes se deben representar en los correspondientes planos de despiece de la forma descrita a continuación:

- Las ruedas dentadas se deben representar según lo indicado en la sección anterior.
- Deben figurar en el plano, y definidas mediante cotas, todas aquellas dimensiones que definan la rueda dentada *antes de construir el dentado correspondiente*. Por lo que respecta al elemento dentado, habrá que especificar sus dimensiones exteriores.

- La *longitud del diente* es una *cota funcional* que debe figurar en el plano.
- Incluidas en una tabla se consignarán todas aquellas medidas que afecten al dentado propiamente dicho. Como mínimo, la tabla debe contener la información que se detalla en los apartados siguientes.

A continuación ofrecemos un ejemplo de cada rueda dentada.

A) Engranajes cilíndricos rectos

En los planos debe figurar la siguiente tabla (figura 18.28a):

Módulo	m	
Número de dientes	Z	
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	
Medida sobre Y dientes	K	
Distancia entre ejes	C	
Rueda conjugada	Nº de dientes Z	
	Plano nº	nº de plano

Para verificar que la rueda dentada ha sido construida correctamente se debe medir, una vez fabricada la rueda, el espesor del diente o un parámetro relacionado con él que permita deducirlo.

El perfil de evolvente de las ruedas dentadas hace que sea prácticamente imposible medir el espesor de un diente con un aparato de medida clásico como un pie de rey. El motivo es que un pie de rey necesita apoyar firmemente los planos de sus dos extremos entre dos superficies (figura 18.27). La técnica que se sigue es medir no sobre un diente sino sobre varios. La tabla 18.6 muestra el número de dientes que hay que coger entre los extremos del pie de rey en función del número de dientes de la rueda.

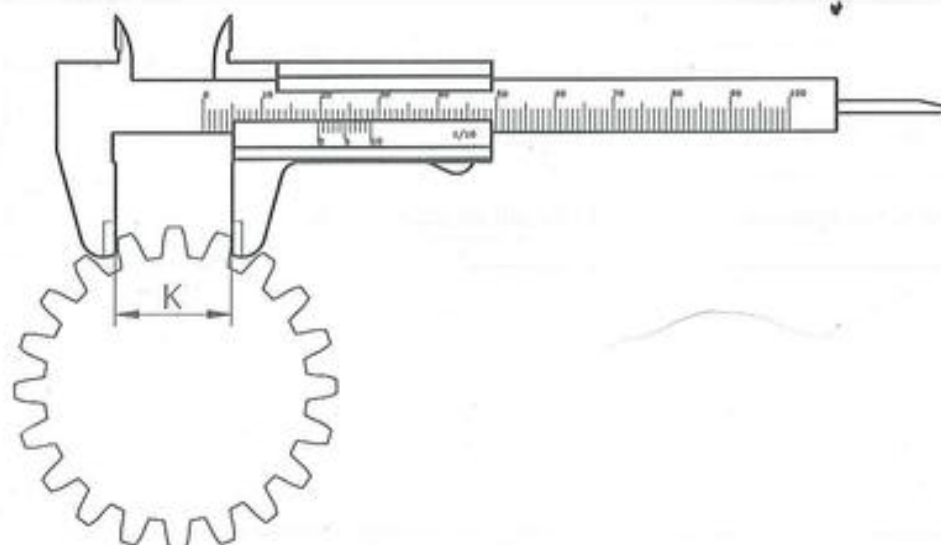


FIGURA 18.27. Medida del parámetro K para comprobar el espesor del diente.

De esta forma, en la tabla de la rueda dentada se debe consignar el número de dientes entre los que se debe medir y el valor de lo que debe medir. Dicho valor se calcula con la expresión siguiente:

$$(Si \alpha=20^\circ) \quad K = m [2,952 \times (Y-1) + 1,476 + 0,014 \times Z]$$

Obsérvese que el valor de K depende del módulo m, del número de dientes entre los que se mide, Y, y del número total de dientes de la rueda Z.

Z	Y
12 a 18	2
19 a 27	3
28 a 36	4
37 a 45	5
46 a 54	6
55 a 63	7
64 a 72	8
73 a 81	9

TABLA 18.6. Número de dientes entre los que se mide para obtener el parámetro K.

Para $Z < 12$ se debe tomar $Y = 1$.

B) Engranajes cilíndrico helicoidales

En los planos debe figurar la siguiente tabla (figura 18.28b):

Módulo normal	m	
Número de dientes	z	
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	
Distancia entre ejes	C	
Ángulo de la hélice	β	
Sentido de la hélice		
Rueda conjugada	Nº de dientes Z	
	Plano nº	nº de plano

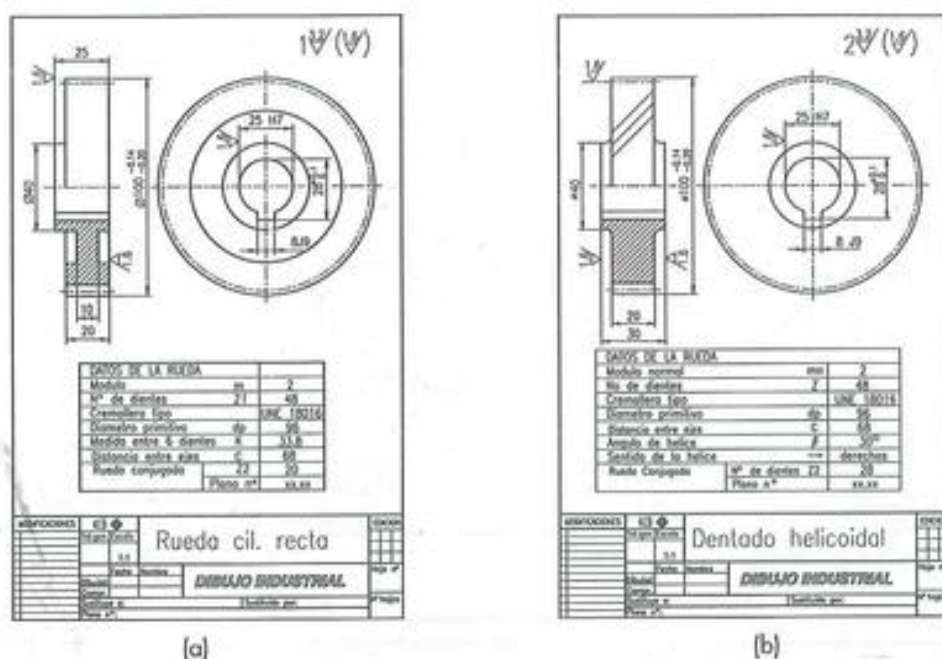


FIGURA 18.28. Ruedas cilíndricas. Datos en planos.

C) Tornillo sin fin y corona

En los planos debe figurar la siguiente tabla (figura 18.29):

TORNILLO SIN FIN

Módulo normal	m	
Número de entradas	z	
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	
Distancia entre ejes	C	
Ángulo de la hélice	β	
Sentido de la hélice		
Rueda conjugada	Nº de dientes Z	
	Plano nº	nº de plano

CORONA

Módulo normal	m	
Número de dientes	z	
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	
Distancia entre ejes	C	
Ángulo de la hélice	β	
Sentido de la hélice		
Rueda conjugada	Nº de hilos Z	
	Plano nº	nº de plano

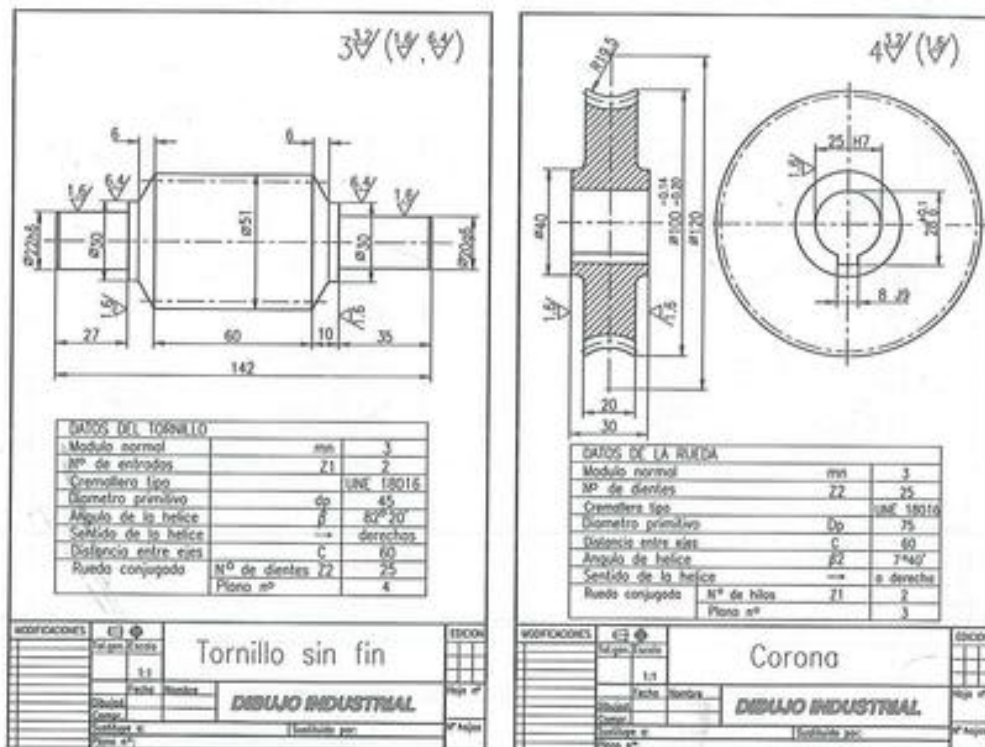


FIGURA 18.29. Tornillo sin fin y corona. Datos en planos.

D) Engranajes cónicos

Además de las cotas que dimensionan la forma exterior de la rueda dentada, es preciso consignar en el plano la *cota de montaje* correspondiente a la *posición del vértice del cono primitivo*.

En los planos debe figurar la siguiente tabla (figura 18.30):

Módulo	m	5
Número de dientes	Z	16
Cremallera tipo		UNE 18184
Diámetro primitivo	dp	80
Ángulo primitivo	β	18,08°
Longitud generatriz	G	128,87
Ángulo de pie	θ_b	16,38°
Ángulo entre ejes	γ	90°
Rueda conjugada	nº de dientes z	49
	plano nº	nº de plano

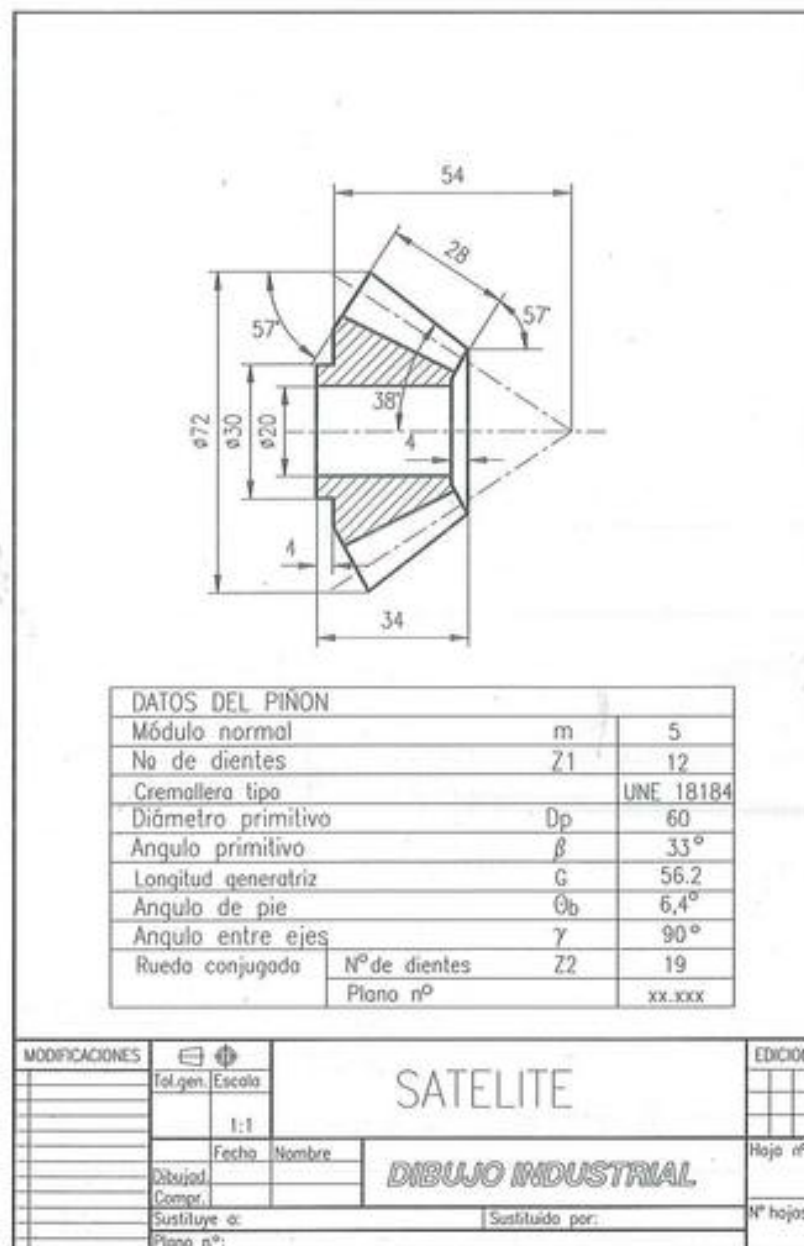


FIGURA 18.30. Ruedas cónicas.

18.2. Cadenas

Las cadenas tienen especial aplicación en mecanismos donde los ejes de giro de las dos ruedas dentadas están muy separados y el tamaño de las ruedas dentadas debe ser pequeño (por ejemplo, en el sistema de transmisión de una bicicleta) o incluso cuando se puede producir un movimiento relativo de un eje de giro respecto de otro, como por ejemplo en la transmisión de la tracción de una motocicleta a la rueda trasera, que está dotada del movimiento de la suspensión.

En las figuras 18.31, 18.32 y 18.33 se muestran varios tipos de cadena y las rueda dentadas sobre las que ésta se acopla. La forma de los dientes de la rueda depende del tipo de cadena, debiendo adaptarse la rueda a la cadena.

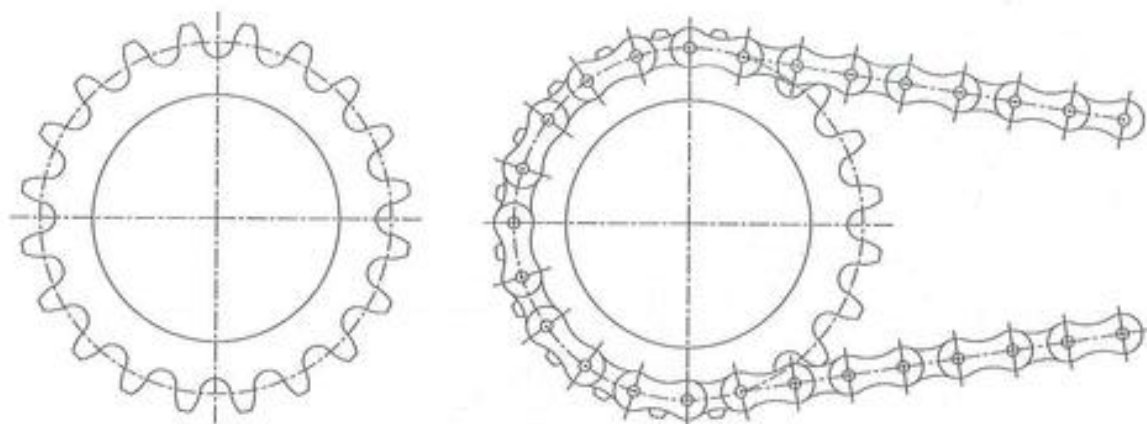


FIGURA 18.31. Rueda dentada y cadena de rodillos.

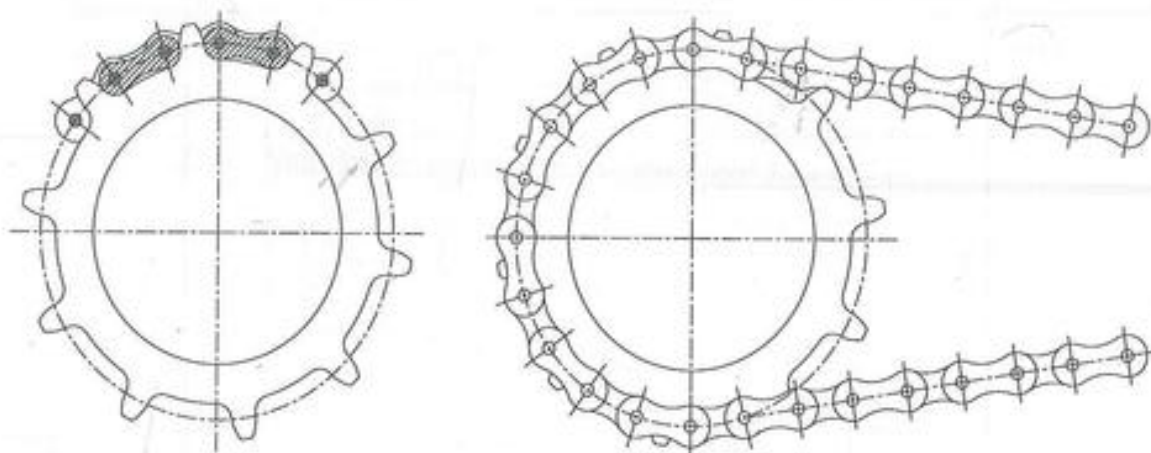


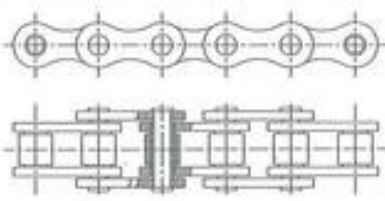
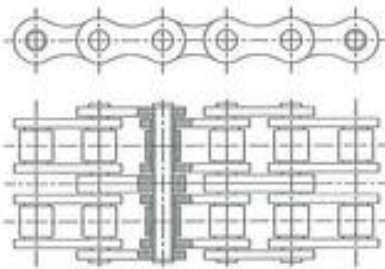
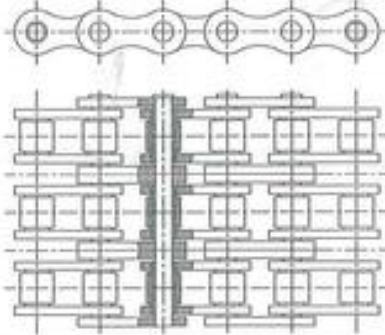
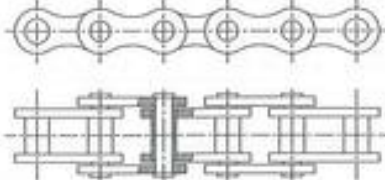
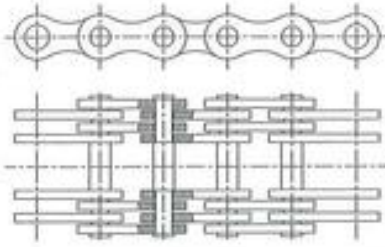
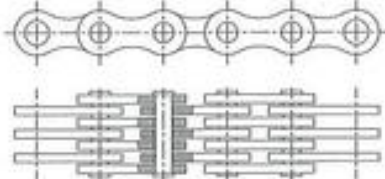
FIGURA 18.32. Rueda dentada y cadena de bloques.

Todas las cadenas articuladas constan de dos elementos constructivos principales, que son las *mallas* y los *bulones* o elementos de articulación.

Las cadenas articuladas se definen en función de sus tres magnitudes fundamentales: paso, anchura interior y diámetro exterior del bulón o del rodillo.

18.2.1. Tipos de cadenas

Desde el punto de vista de su aplicación, las cadenas se clasifican en tres grupos: de transmisión, transportadoras y de carga. En la figura 18.33 aparecen representados detalladamente los tipos de cadena más usuales y las normas donde están definidos.

Tipo	Normas	Representación
Cadenas de rodillos simples	DIN 8187 DIN 8188 DIN 8181 ISO 606 UNE 18015	
Cadenas de rodillos dobles	DIN 8187 DIN 8188 DIN 8181 ISO 606	
Cadenas de rodillos triples	DIN 8187 DIN 8188 DIN 8181 ISO 606	
Cadenas de casquillos	DIN 8164 UNE 18084	
Cadenas Galle	DIN 8150 DIN 8151 UNE 18075	
Cadenas Fleyer o de mallas	DIN 8152 UNE 18085	

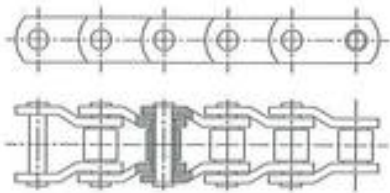
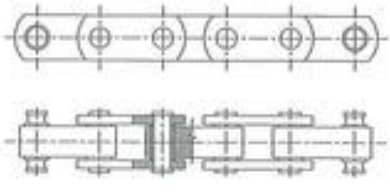
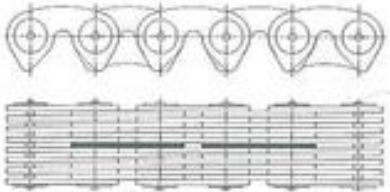
Tipo	Normas	Representación
Cadenas Rotary	DIN 8182	
Cadena de bloques		
Cadenas dentadas silenciosas	DIN 8190 UNE 18003	

FIGURA 18.33. Tipos de cadenas y normas que las definen.

Pertenecen al grupo de cadenas de accionamiento las cadenas de rodillos, las de casquillos y las silenciosas. Son aptas para transmitir potencias grandes y pequeñas a alta velocidad, debido a su mejor superficie de articulación.

La cadena más habitual del grupo de las transportadoras es la de casquillos. En instalaciones transportadoras más ligeras se utilizan también las cadenas de rodillos y las silenciosas con mallas adecuadas. Las velocidades de funcionamiento en este caso son intermedias o bajas, pero las cargas de rotura son altas.

Forman el grupo de las cadenas de carga las *cadenas Galle*, las *cadenas Fleyer* y las *cadenas de bloques*. Estas cadenas sólo tienen superficies de articulación pequeñas por lo que se utilizan a velocidades muy reducidas aunque tienen cargas de rotura muy elevadas.

Las cadenas de accionamiento se utilizan en todos los campos de la industria, principalmente como elemento simple de transmisión entre el elemento motor y el eje de trabajo o de transmisión.

En aquellas aplicaciones donde se deba trasladar cualquier objeto se emplean las cadenas de transmisión. La construcción robusta de las cadenas les hace aptas para utilizarlas en las condiciones de trabajo más duras.

Las cadenas de carga se utilizan en la construcción de maquinaria en general, para elevadores o guías, para elevar o descender pesos y cargas pesadas.

18.2.2. Representación en planos

Las ruedas dentadas para cadenas siguen los mismos criterios de representación en planos que las ruedas dentadas de engranajes (figuras 18.34 y 18.35).

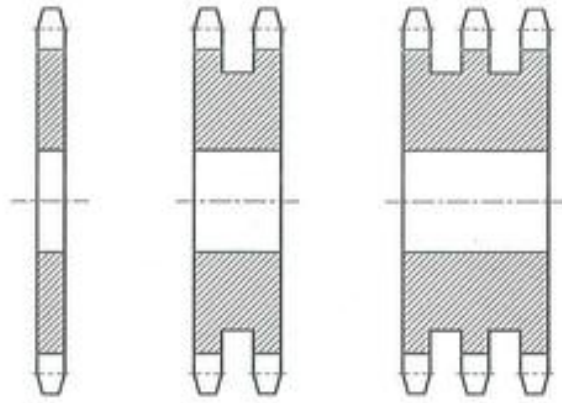


FIGURA 18.34. Ruedas dentadas para cadenas. Representación seccionada.

Las cadenas (figura 18.35) se representan esquemáticamente mediante una línea fina de trazo y punto. Las forma de los dientes están definidas en la norma DIN 8196.

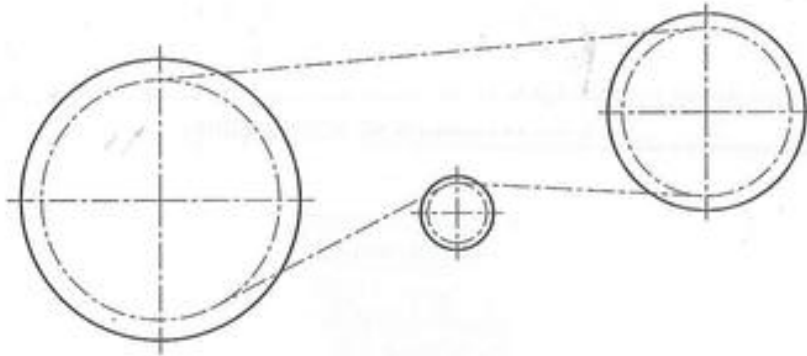


FIGURA 18.35. Representación de una cadena y sus ruedas dentadas.

18.3. Poleas

Las poleas son elementos que sirven de apoyo a cables y correas y transmiten el movimiento de giro comunicado por éstos. La superficie exterior es de revolución y tiene una geometría adaptada al elemento que vaya a sustentar (figura 18.36). La zona de acoplamiento con el cable o con la correa se denomina *garganta*.

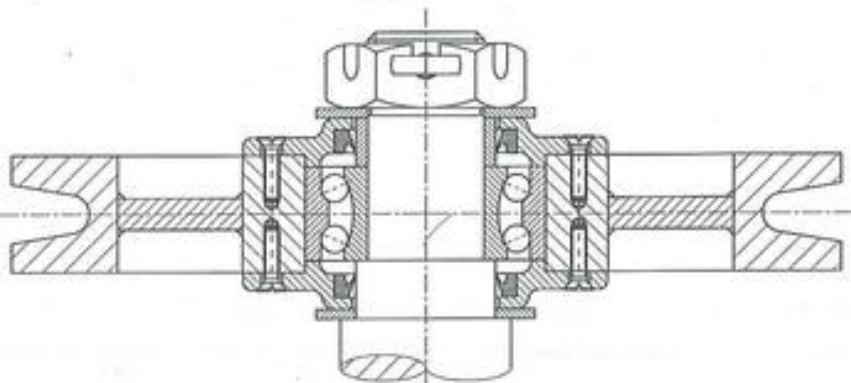


FIGURA 18.36. Polea para cables.

18.4. Cables

Los cables están formados por un conjunto de alambres entrelazados entre sí que constituyen un solo elemento. En la figura 18.37 se muestran algunos de los tipos más usuales.

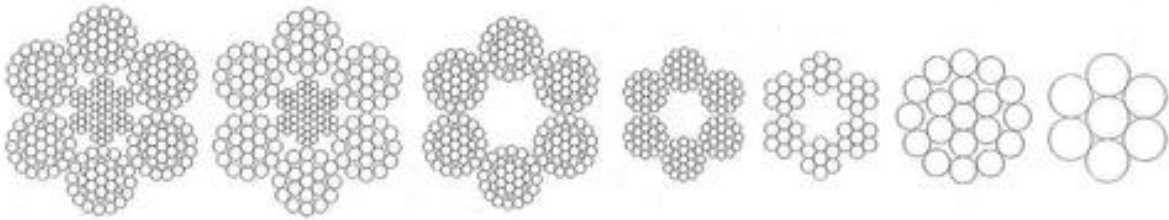


FIGURA 18.37. Tipos de cables.

18.5. Correas

Tienen una función equivalente a las cadenas. Permiten transmitir menos esfuerzos pero, por otro, se consigue una transmisión mucho más elástica. En las correas planas y trapeziales (figura 18.38) la superficie lateral que está en contacto con la polea es plana, y la transmisión de movimiento se produce por la fricción existente entre la correa y la polea. No se puede garantizar pues con exactitud la relación de transmisión.



FIGURA 18.38. Correa trapezoidal.

Las correas síncronas (figura 18.39) presentan la ventaja adicional de poder garantizar una relación de transmisión constante debido al dentado interior que presentan. Aparecen definidas en las normas UNE 18153 y UNE 18160.



FIGURA 18.39. Correa síncrona.

18.6. Normativa

Norma	Título
UNE 18 004 79 (3) 1R	Engranajes. Vocabulario y definiciones geométricas. Engranajes cónicos.
UNE 18 004 79 (4) 1R	Engranajes. Vocabulario y definiciones geométricas. Engranajes de tornillo.

UNE 18 004 79 (5) 1R	Engranajes. Vocabulario y definiciones geométricas. Índice español-alemán-inglés-francés. <i>ISO/R 1122</i>
UNE 18 005 84 5R	Engranajes. Cilíndricos para mecánica general y mecánica pesada. Módulos y diametrales Pitch. <i>ISO 54:1977</i>
UNE 18 008 59 1R	Engranajes. Principios fundamentales.
UNE 18 016 84 2R	Engranajes cilíndricos para mecánica general y mecánica pesada. Cremallera de referencia.
UNE 18 029 78 2R	Engranajes. Útiles para el tallado. Fresas madre de un filete de módulo 1 a 20. Medidas.
UNE 18 033 84 3R	Notación internacional de los engranajes. Símbolos de datos geométricos.
UNE 18 040 65 1R	Engranajes. Nomenclatura de los desgastes y rotura de los dientes.
UNE 18 048 83	Sistema ISO de precisión de ruedas dentadas y engranajes cilíndricos-rectos con dientes de perfil envolvente.
UNE 18 048 83 Erratum	Sistema ISO de precisión de ruedas dentadas y engranajes cilíndricos-rectos con dientes de perfil envolvente.
UNE 18 051 57	Engranajes cónico-rectos.
UNE 18 060 78 1R	Engranajes. Útiles para el tallado. Fresas madre de cuchillas de un filete. Calidad B.
UNE 18 066 61	Engranajes. Rectos y helicoidales.
UNE 18 068 78 1R	Engranajes cilíndricos. Datos que deben figurar en los planos.
UNE 18 096 84 1R	Fresas madre de una entrada. Tolerancias.



EJERCICIOS

Todos los ejercicios corresponden a conjuntos reales, utilizados de modo habitual en la industria y en la vida común.

En los ejercicios, la información es en ocasiones incompleta, pero se deduce del análisis del funcionamiento y la compatibilidad de formas del conjunto.

Se pretende buscar soluciones que sean compatibles con el buen funcionamiento del conjunto. Hay planos de conjunto que no están completos; pueden faltar vistas, listas de piezas, designaciones de las piezas, etc. Están preparados para que el alumno deduzca la información sólo con el enunciado proporcionado, por lo que no corresponden a planos de conjunto completos.

En muchas ocasiones la solución no es única. Se ofrece la que a nuestro parecer es la más adecuada tanto en deducción de forma como en selección de vistas y disposición de cotas.

El alumno debe estudiar el mecanismo, su funcionamiento, y hacer un estudio de formas, es decir, buscar la forma más sencilla y comprobar el encaje de unas con otras, si es posible el montaje/desmontaje, y las posibles interferencias con otras piezas del conjunto.



Del conjunto "Engrasador con llaves" se pide el despiece acotado de todas las marcas no normalizadas.

1. Funcionamiento

El siguiente conjunto tiene como finalidad el engrase de determinadas máquinas.

Por la parte roscada del cuerpo, marca 1, el engrasador se acopla a la máquina a lubricar. Por el extremo opuesto se añade el aceite de lubricación.

Las llaves de paso se abren girando el mango 90°. Cuando la llave está cerrada, el agujero del macho cónico está situado perpendicularmente al agujero de paso.

La lubricación puede realizarse de dos formas:

- De forma continua. Al dejar las llaves de paso abiertas, el aceite de la parte superior desciende lubricando la máquina.
- De forma discontinua. Se realiza abriendo en primer lugar la llave más cercana a la zona superior, mientras la llave inferior se mantiene cerrada. Se añade aceite hasta el extremo superior. En este momento se cierra la primera llave y se abre la segunda. De esta forma se puede lubricar añadiendo volúmenes conocidos de aceite, ya que se puede conocer fácilmente el volumen del interior del cuerpo.

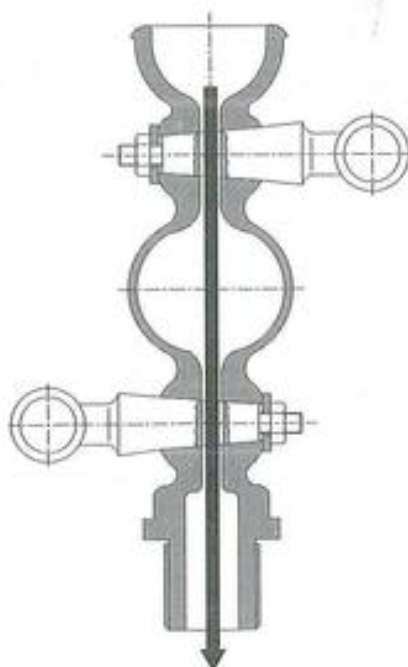


FIGURA 1. Engrasador funcionado de forma continua.

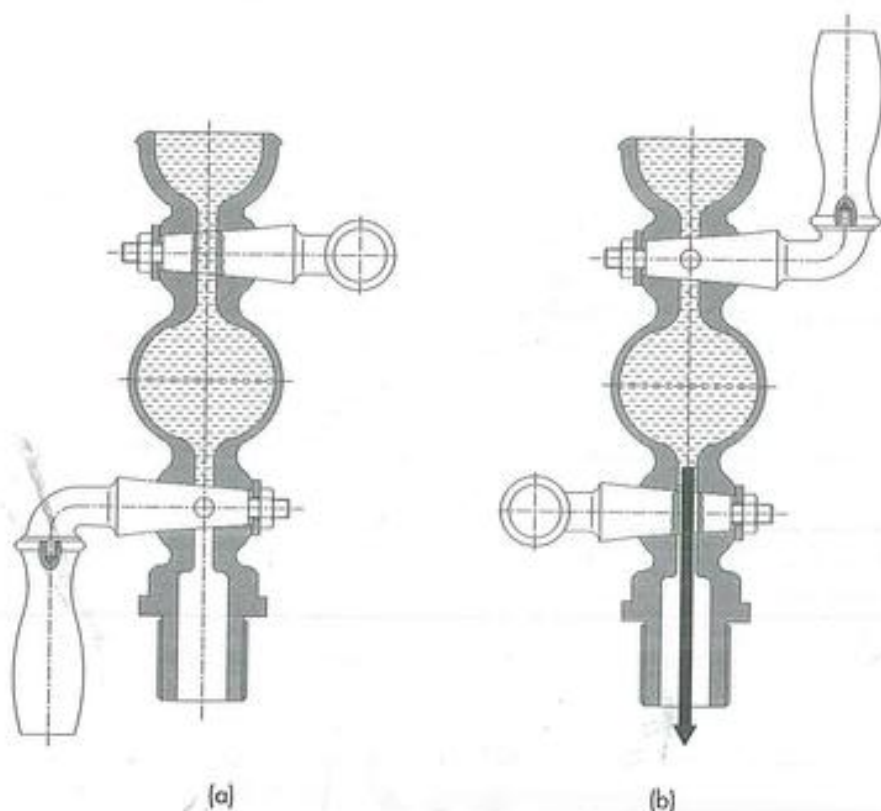


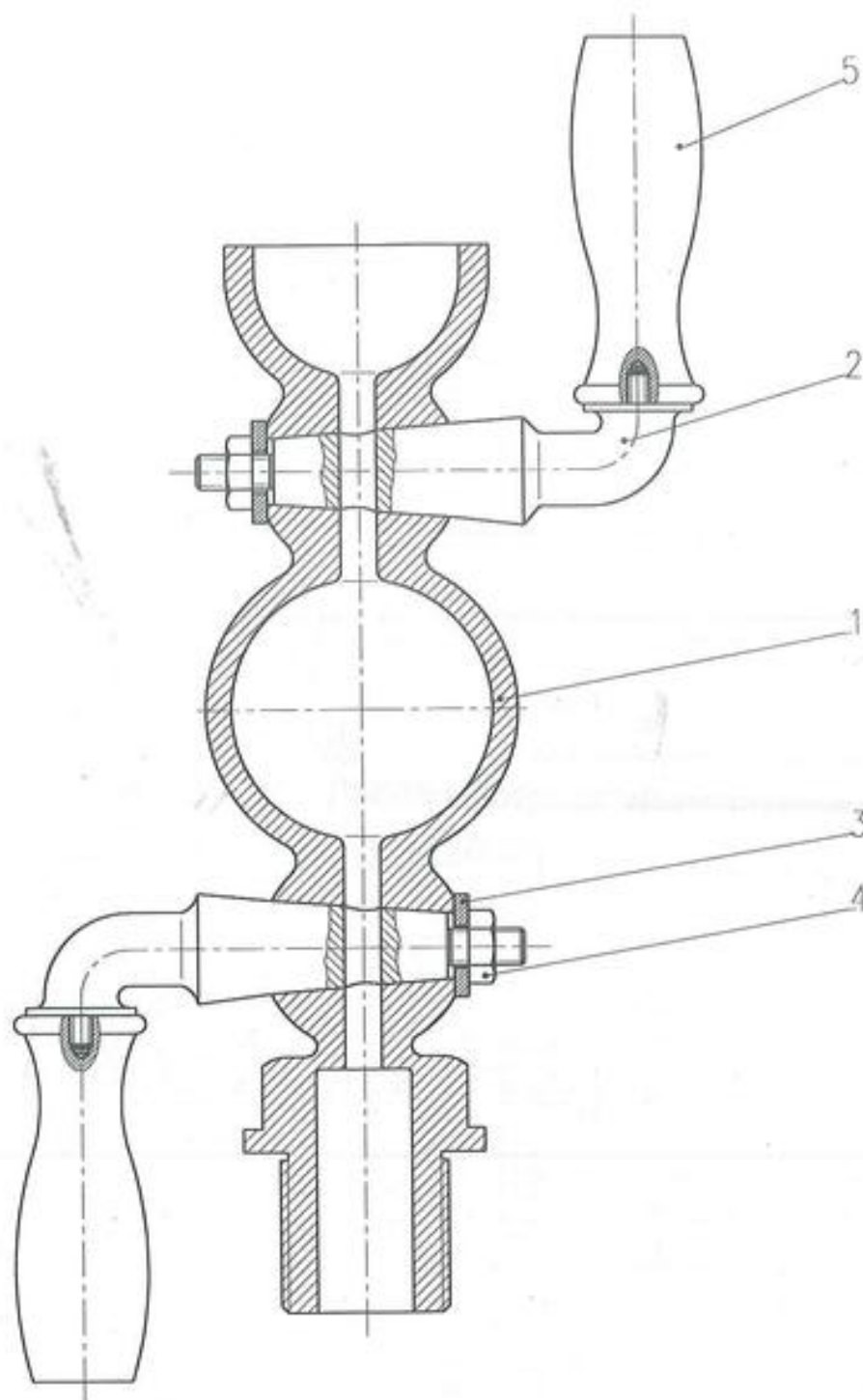
FIGURA 2. Engrasador funcionando de forma discontinua. (a) Primero se cierra la llave inferior y se llena el depósito. (b) Se cierra la llave superior y se abre la inferior dejando pasar sólo el volumen retenido en la zona intermedia.

El cuerpo principal o carcasa (Marca 1) está realizado por fundición. Tiene dos agujeros cónicos donde están situados los mangos. Es muy frecuente, en válvulas y grifos generalmente, que el elemento que permite el paso del fluido esté constituido por un cono o una esfera que son los encargados del cierre. Estos elementos llevan uno o varios orificios a través de los cuales circula el fluido. El cierre más preciso se realiza siempre por medio de una esfera. Los cierres con conos pueden presentar problemas de goteo.

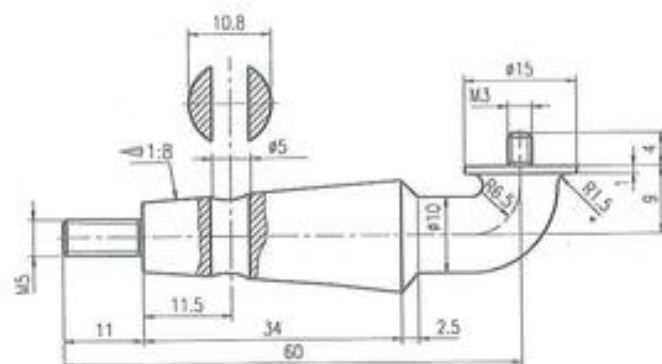
Las piezas que poseen elementos cónicos que encajan entre sí, como las marcas 1 y 2, se acotan siempre por conicidad, que naturalmente debe ser la misma para las dos piezas.

2. Numeración de planos

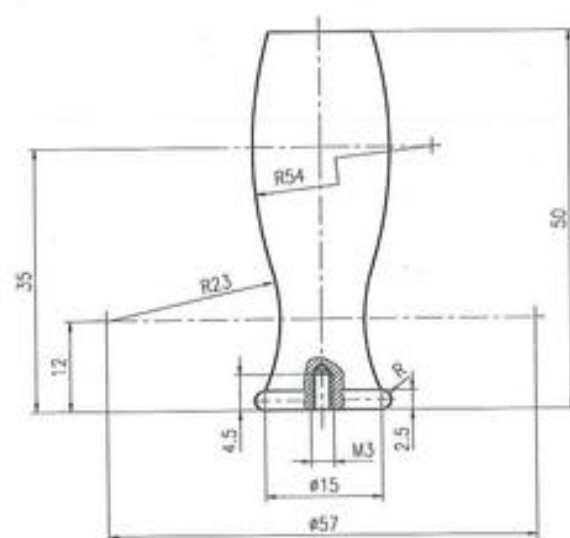
Por cuestiones de fabricación del macho cónico se ha decidido cambiar el diseño del macho y del mango. En el ejercicio 2 aparece el nuevo diseño. Obsérvese el uso de las casillas de los cuadros de rotulación "Sustituye a" y "Sustituido por" donde aparecen los números de planos que relacionan un diseño con otro.



2	MANGO	5	01.04		ACERO
2	TUERCA	4		M5 DIN 431	ACERO
2	ARANDELA	3		A 5.3 DIN 141	ACERO
2	MACHO CONICO	2	01.03		FUNDICION
1	CUERPO	1	01.02		FUNDICION
N piezas	Denominacion	Marca	Plano	Modelo	Material
MODIFICACIONES		 Tol.gen. Escala 1:1			EDICION
		ENGRASADOR			
		DIBUJO INDUSTRIAL			Hoja nº
		Sustituye a:			Nº hojas
		Sustituido por: 02.01			
		Plano nº: 01.01			



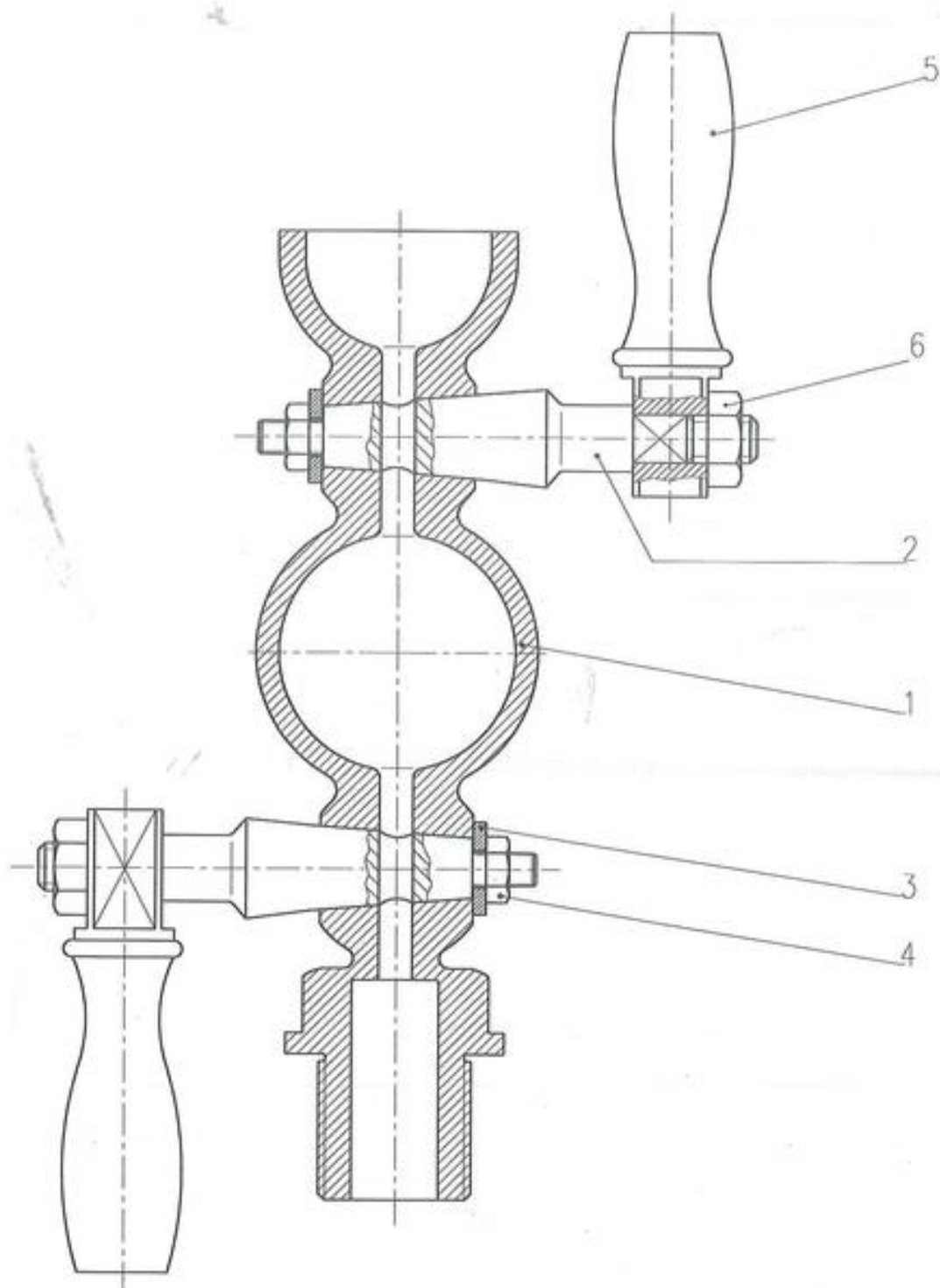
MODIFICACIONES		Tol. gen. Escala		MACHO CONICO		EDICION
			1:1			
		Fecha	Nombre	DIBUJO INDUSTRIAL		Hoja nº
		Dibujad.	Compr.			Nº hojas
		Sustituye a:			Sustituido por: 02.03	
		Plano nº: 01.03				



MODIFICACIONES		Tol. gen. Escala		MANGO		EDICION
			1:1			
		Fecha	Nombre	DIBUJO INDUSTRIAL		Hoja nº
		Dibujad.	Compr.			Nº hojas
		Sustituye a:			Sustituido por: 02.04	
		Plano nº: 01.04				

EJERCICIO 2. ENGRASADOR CON LLAVES

Del conjunto "Engrasador con llaves" se pide el despiece acotado de todas las marcas no normalizadas distintas de las del ejercicio 1.

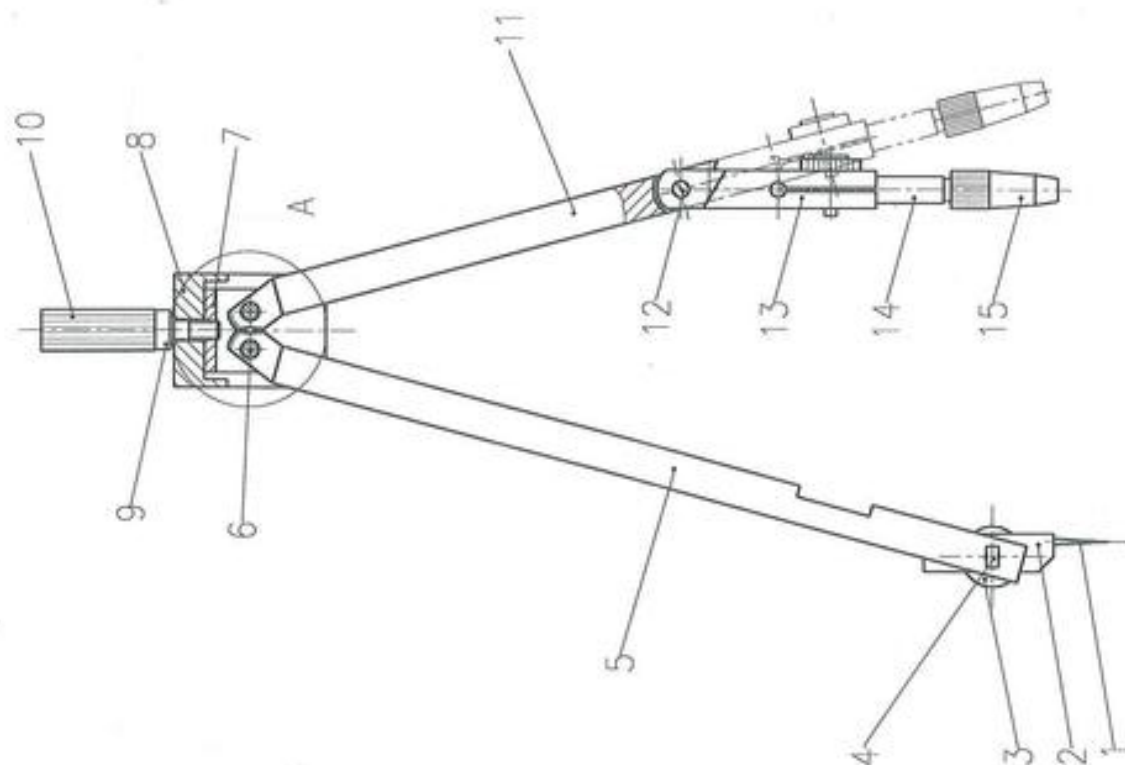


2	TUERCA	6		M8 DIN431	ACERO
2	MANCO	5	02.04		ACERO
2	TUERCA	4		M5 DIN431	ACERO
2	ARANDELA	3		A 5.3 DIN 141	ACERO
2	MANIVELA	2	02.03		FUNDICION
1	CUERPO	1	02.02		FUNDICION
N piezas Denominacion		Marca	Plano	Modelo	Material
MODIFICACIONES		ENGRASADOR			EDICION
	Tol.gen. Escala				
	1:1				
	Fecha	Nombre	DIBUJO INDUSTRIAL		Hoja nº
	Dibujad. Compr.				
	Sustituye a: 01.01		Sustituido por:		Nº hojas
	Plano nº: 02.01				



EJERCICIO 3. COMPAS

Del conjunto "Compás" se pide explicar el funcionamiento y el despiece acotado de las marcas 5, 11 y 7.



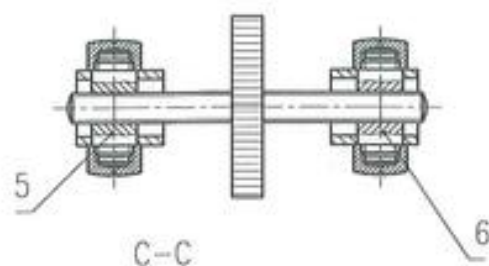
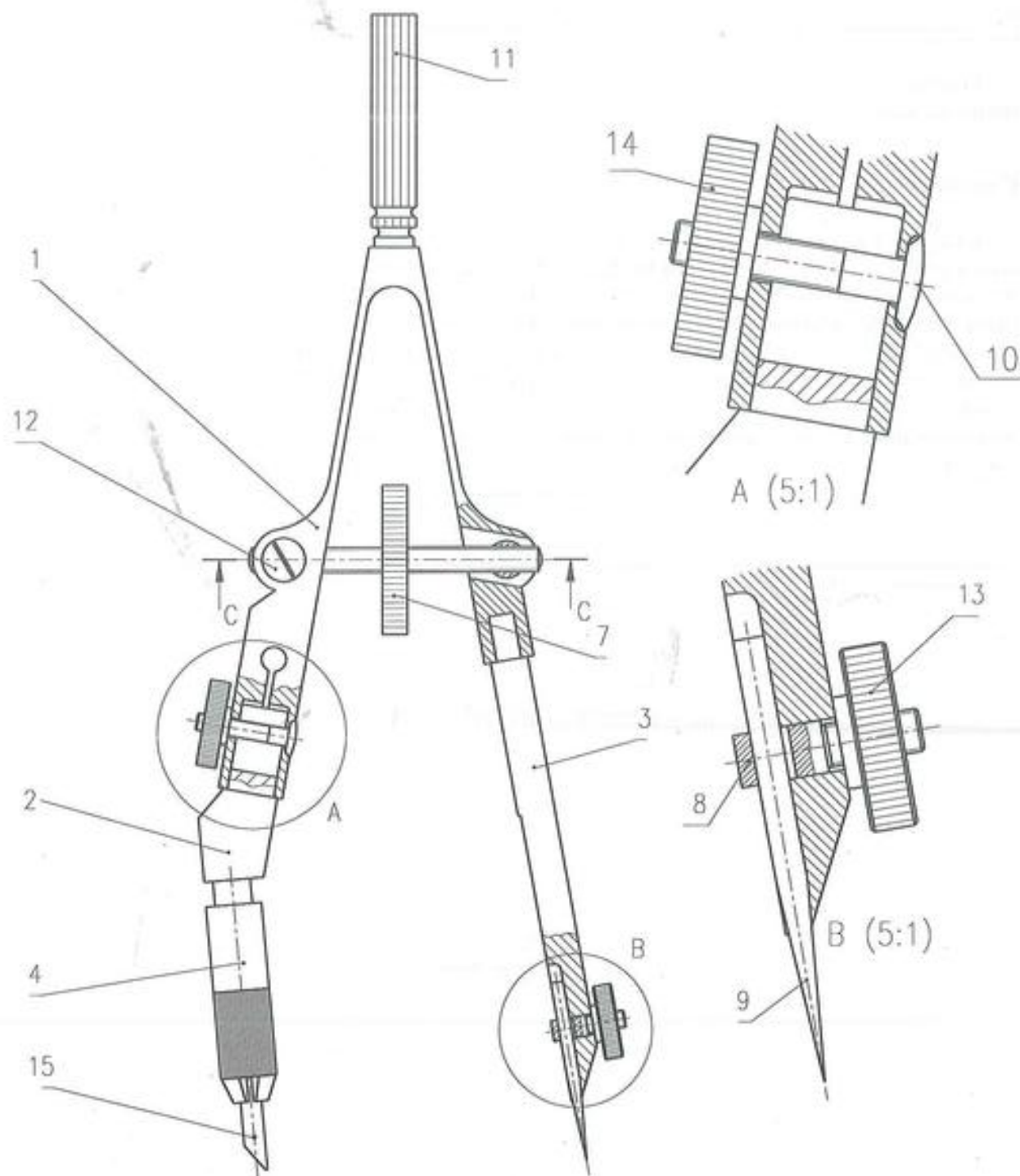
A (2:1)

1	Cierre de perforación	13	03.12		Acero
1	Portamano	14	03.11		Acero
1	Piezo de sujeción	15	03.10		Acero
1	Articulación	12		M2x3,5 DN 84	Acero
1	Brasa intercalada	11	03.09		Acero
1	Manija	10	03.08		Acero
1	Arandelas	9	03.07		Plástico
1	Cierre	8	03.06		Plástico
1	Sujeción de brazos	7	03.05		Acero
2	Tornillo	6		M2x6 DN 550	Acero
1	Brazo de la punta	5	03.04		Acero
2	Tornillo	4		M1,6x6 DN 261	Acero
2	Tornillo	3		M 1,6 DN 487	Acero
1	Perte-espiga	2	03.03		Acero
1	Acople	1	03.02		Acero
Basilat Denominación				Modelo	Material
MODIFICACIONES				Disculp. n°	Observaciones
Escala				COMPAS	
Folios				1:1	
Fecha				Nombre	
Dibujado				DIBUJO INDUSTRIAL	
Corregido				Nº Hoja	
Aprobado				Nº Hoja	
Folio n°				03.01	

Del conjunto "Bigotera" se pide explicar el funcionamiento y el despiece acotado de la marca 1.

Comentarios:

El mecanismo de funcionamiento de la bigotera es tal vez el más claro de la rosca a izquierdas y a derechas. Para poder abrir o cerrar la bigotera, se debe accionar la marca 7, denominada husillo central, haciendo girar su rueda central. El husillo está roscado en ambos extremos a las marcas 5 y 6, que a su vez están sujetas a la marca 1, pudiendo éstas pivotar únicamente respecto a la marca 1. Para que las dos patas de la bigotera se abran o se cierren simultáneamente, los dos extremos roscados del husillo deben tener roscas inversas, es decir, una a derechas y otra a izquierdas. Por este motivo, las marcas 5 y 6, que aparentemente son iguales, son distintas al tener una la rosca a izquierdas y la otra a derechas y por lo tanto, en la lista de piezas y en el plano de conjunto aparecen con dos marcas distintas.



1	Mina	15	04.12		Grafito					
1	Tuerca moleteada	14		M1,4x0,2 DIN 58521	Acero					
1	Tuerca moleteada	13		M1,4x0,2 DIN 58521	Acero					
4	Fijación casquillo de aguja	12	04.11		Acero					
1	Mango	11	04.10		Acero					
1	Tornillo en T	10		M1,4x0,2x5 DIN 58520	Acero					
1	Aguja	9	04.09		Acero					
1	Tornillo porta aguja	8		M1,4x0,2x5 DIN 58553	Acero					
1	Juego husillo central	7	04.08		Acero					
1	Casquillo de rosca	6	04.07		Acero					
1	Casquillo de rosca	5	04.06		Acero					
1	Tuerca de sobretodo	4	04.05		Acero					
1	Braza portaequijas	3	04.04		Acero					
1	Braza portaminas	2	04.03		Acero					
1	Horquilla	1	04.02		Acero					
Cantidad	Denominación	Marca	Dibujo n	Modelo	Material	Observaciones				
MODIFICACIONES		BIGOTERA				EDICIÓN				
										
<table border="1"> <tr> <td>Tal.gen.</td> <td>Escala</td> </tr> <tr> <td></td> <td>2:1</td> </tr> </table>		Tal.gen.	Escala		2:1					
Tal.gen.	Escala									
	2:1									
<table border="1"> <tr> <td>Fecha</td> <td>Nombre</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> </tr> </table>		Fecha	Nombre			DIBUJO INDUSTRIAL				Hoja nº
Fecha	Nombre									
<table border="1"> <tr> <td>Dibujad.</td> <td>Comp.</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> </tr> </table>		Dibujad.	Comp.							
Dibujad.	Comp.									
Sustituye a:				Sustituido por:		Nº hojas				
Plano nº: 04.01										

Del conjunto "Compás bigotera" se pide explicar el funcionamiento y el despiece acotado de las marcas 1, 2 y 3.

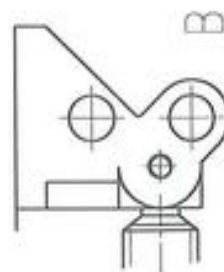
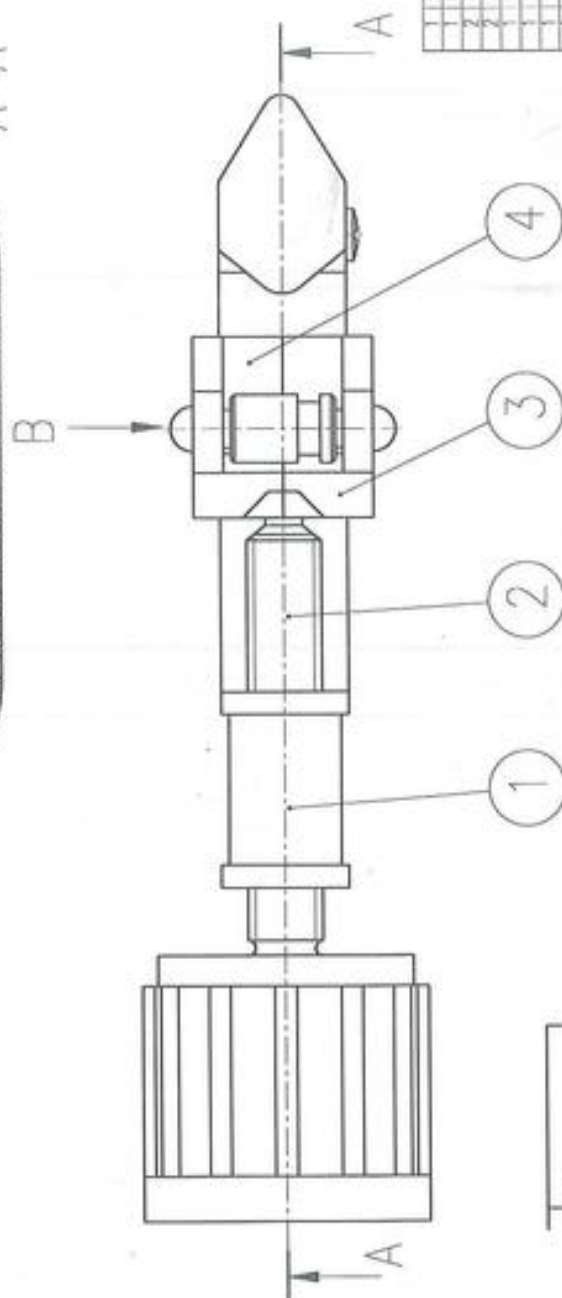
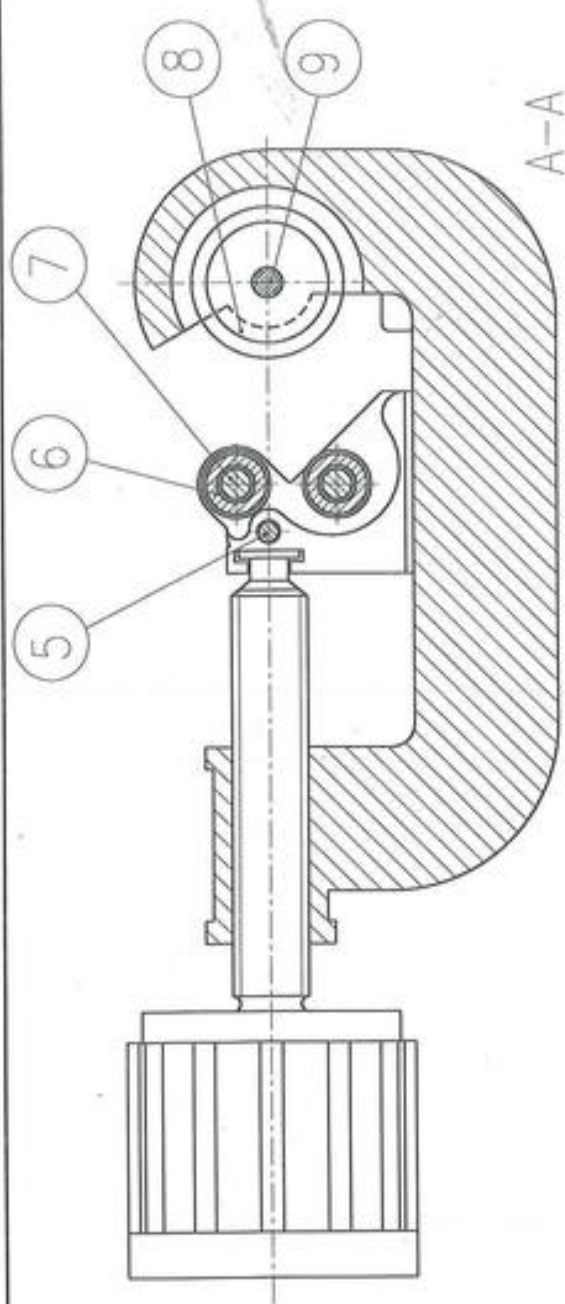
Comentarios:

El mecanismo de funcionamiento es idéntico al del ejercicio 4. El compás bigotera se diferencia de la bigotera en su tamaño (aproximadamente el doble), ya que puede realizar la función de un compás (trazado de círculos grandes) más la de una bigotera (trazado de círculos pequeños, utilizándose además el mecanismo de precisión de accionamiento del husillo central. Si se elige adecuadamente el ángulo de hélice de la rosca (menor que para la bigotera clásica) y el perfil de rosca a utilizar (normalmente trapecial), la apertura y cierre del compás bigotera se puede hacer, además de con el mecanismo de husillo central, manualmente empujando los extremos de las patas.



Del conjunto "Cortatubos" se pide:

- a) Explicar funcionamiento.
- b) Realizar el despiece acotado de las marcas 2, 3 y 6.



Modificación	Verificación	Fecha	Material	Revisión
1	1	06.02	Acero	1
2	2	06.05	Acero	2
3	3	06.05	Acero	3
4	4	06.05	Acero	4
5	5	06.05	Acero	5
6	6	06.05	Acero	6
7	7	06.05	Acero	7
8	8	06.05	Acero	8
9	9	06.05	Acero	9
10	10	06.05	Acero	10
11	11	06.05	Acero	11
12	12	06.05	Acero	12
13	13	06.05	Acero	13
14	14	06.05	Acero	14
15	15	06.05	Acero	15
16	16	06.05	Acero	16
17	17	06.05	Acero	17
18	18	06.05	Acero	18
19	19	06.05	Acero	19
20	20	06.05	Acero	20
21	21	06.05	Acero	21
22	22	06.05	Acero	22
23	23	06.05	Acero	23
24	24	06.05	Acero	24
25	25	06.05	Acero	25
26	26	06.05	Acero	26
27	27	06.05	Acero	27
28	28	06.05	Acero	28
29	29	06.05	Acero	29
30	30	06.05	Acero	30
31	31	06.05	Acero	31
32	32	06.05	Acero	32
33	33	06.05	Acero	33
34	34	06.05	Acero	34
35	35	06.05	Acero	35
36	36	06.05	Acero	36
37	37	06.05	Acero	37
38	38	06.05	Acero	38
39	39	06.05	Acero	39
40	40	06.05	Acero	40
41	41	06.05	Acero	41
42	42	06.05	Acero	42
43	43	06.05	Acero	43
44	44	06.05	Acero	44
45	45	06.05	Acero	45
46	46	06.05	Acero	46
47	47	06.05	Acero	47
48	48	06.05	Acero	48
49	49	06.05	Acero	49
50	50	06.05	Acero	50
51	51	06.05	Acero	51
52	52	06.05	Acero	52
53	53	06.05	Acero	53
54	54	06.05	Acero	54
55	55	06.05	Acero	55
56	56	06.05	Acero	56
57	57	06.05	Acero	57
58	58	06.05	Acero	58
59	59	06.05	Acero	59
60	60	06.05	Acero	60
61	61	06.05	Acero	61
62	62	06.05	Acero	62
63	63	06.05	Acero	63
64	64	06.05	Acero	64
65	65	06.05	Acero	65
66	66	06.05	Acero	66
67	67	06.05	Acero	67
68	68	06.05	Acero	68
69	69	06.05	Acero	69
70	70	06.05	Acero	70
71	71	06.05	Acero	71
72	72	06.05	Acero	72
73	73	06.05	Acero	73
74	74	06.05	Acero	74
75	75	06.05	Acero	75
76	76	06.05	Acero	76
77	77	06.05	Acero	77
78	78	06.05	Acero	78
79	79	06.05	Acero	79
80	80	06.05	Acero	80
81	81	06.05	Acero	81
82	82	06.05	Acero	82
83	83	06.05	Acero	83
84	84	06.05	Acero	84
85	85	06.05	Acero	85
86	86	06.05	Acero	86
87	87	06.05	Acero	87
88	88	06.05	Acero	88
89	89	06.05	Acero	89
90	90	06.05	Acero	90
91	91	06.05	Acero	91
92	92	06.05	Acero	92
93	93	06.05	Acero	93
94	94	06.05	Acero	94
95	95	06.05	Acero	95
96	96	06.05	Acero	96
97	97	06.05	Acero	97
98	98	06.05	Acero	98
99	99	06.05	Acero	99
100	100	06.05	Acero	100

CORTATUBOS

DISEÑO INDUSTRIAL

Substituto por:

06.01

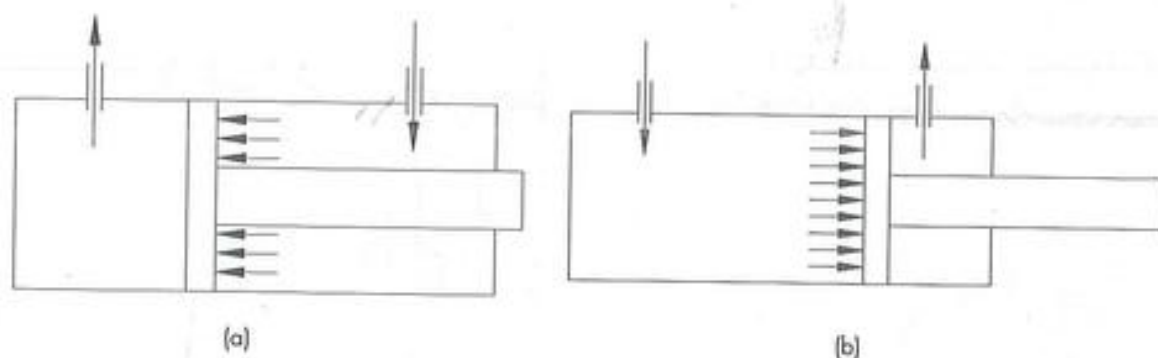
Del conjunto "Cilindro hidráulico" se pide:

- Estudiar el funcionamiento del conjunto.
- Definir las formas de las marcas compatible con el funcionamiento del conjunto.
- Realizar los planos de despiece.
- Confeccionar la lista de piezas.

1. Funcionamiento

Los cilindros hidráulicos y neumáticos funcionan gracias a la presión que ejerce un fluido, normalmente aceite para los primeros y aire para los segundos, sobre un émbolo. El movimiento del émbolo depende de la diferencia de presiones que exista entre un lado y el otro. Se denomina *camisa* a la zona de deslizamiento del émbolo, también denominado en ocasiones *pistón*.

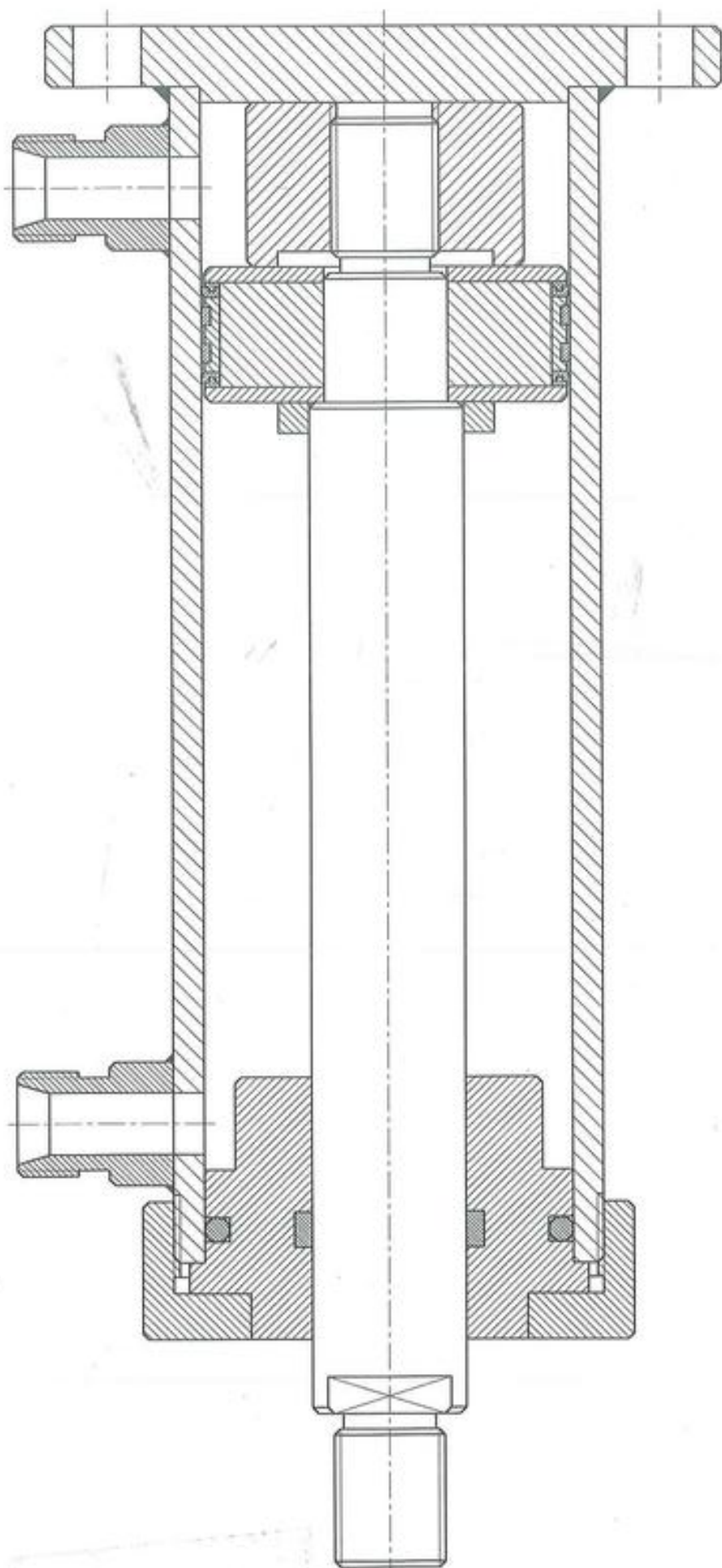
En la figura 1(a), la fuerza que se ejerce por la derecha es mayor, por lo que se mueve el émbolo hacia la izquierda. En la figura 1(b) ocurre lo contrario: el fluido ejerce más fuerza sobre el émbolo desplazándolo hacia la derecha.



Este tipo de elementos es muy frecuente en la industria para accionamientos, tales como apertura y cierre de compuertas, desplazamientos de mesas, etc.

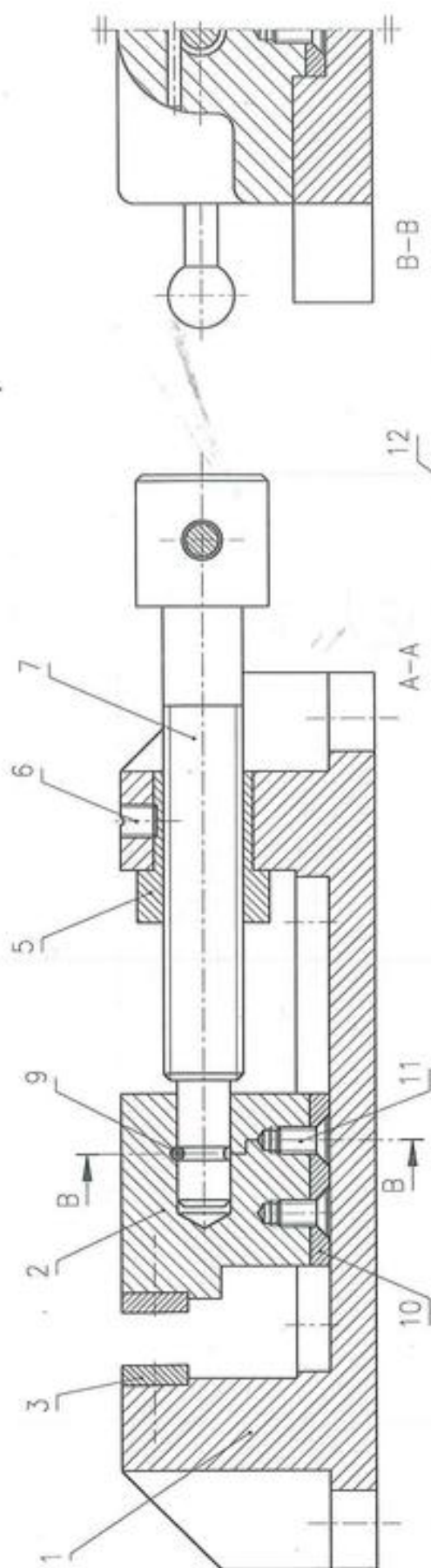
La forma más sencilla para obtener estanqueidad y evitar las fugas al exterior del fluido actuante es la cilíndrica. Todos los retenes y juntas de estanqueidad son de revolución o tóricas.

En este caso en concreto, los racores y la camisa están soldados. Esta soldadura debe ejecutarse con precisión para evitar poros por donde se escape el fluido.



MODIFICACIONES	Tel. gen.	Escala	1:2	EDICION	
				Hoja nº	
				Nº hojas	
				CILINDRO HIDRAULICO	
				DIBUJO INDUSTRIAL	
				Sustituye a:	
				Plano nº: 07.01	

- a) Estudiar el funcionamiento del conjunto.
- b) Definir las formas de las marcas compatibles con el funcionamiento del conjunto.
- c) Realizar los planos de despiece.

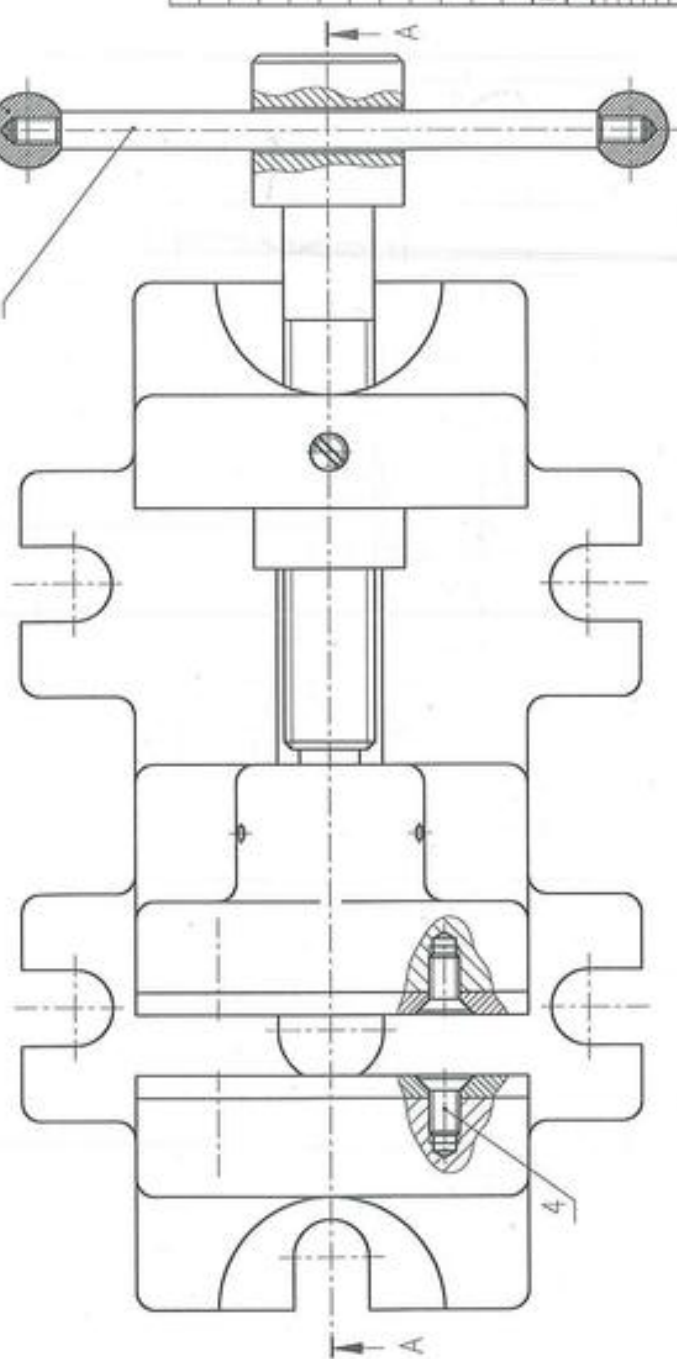


B-B

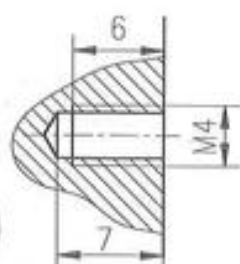
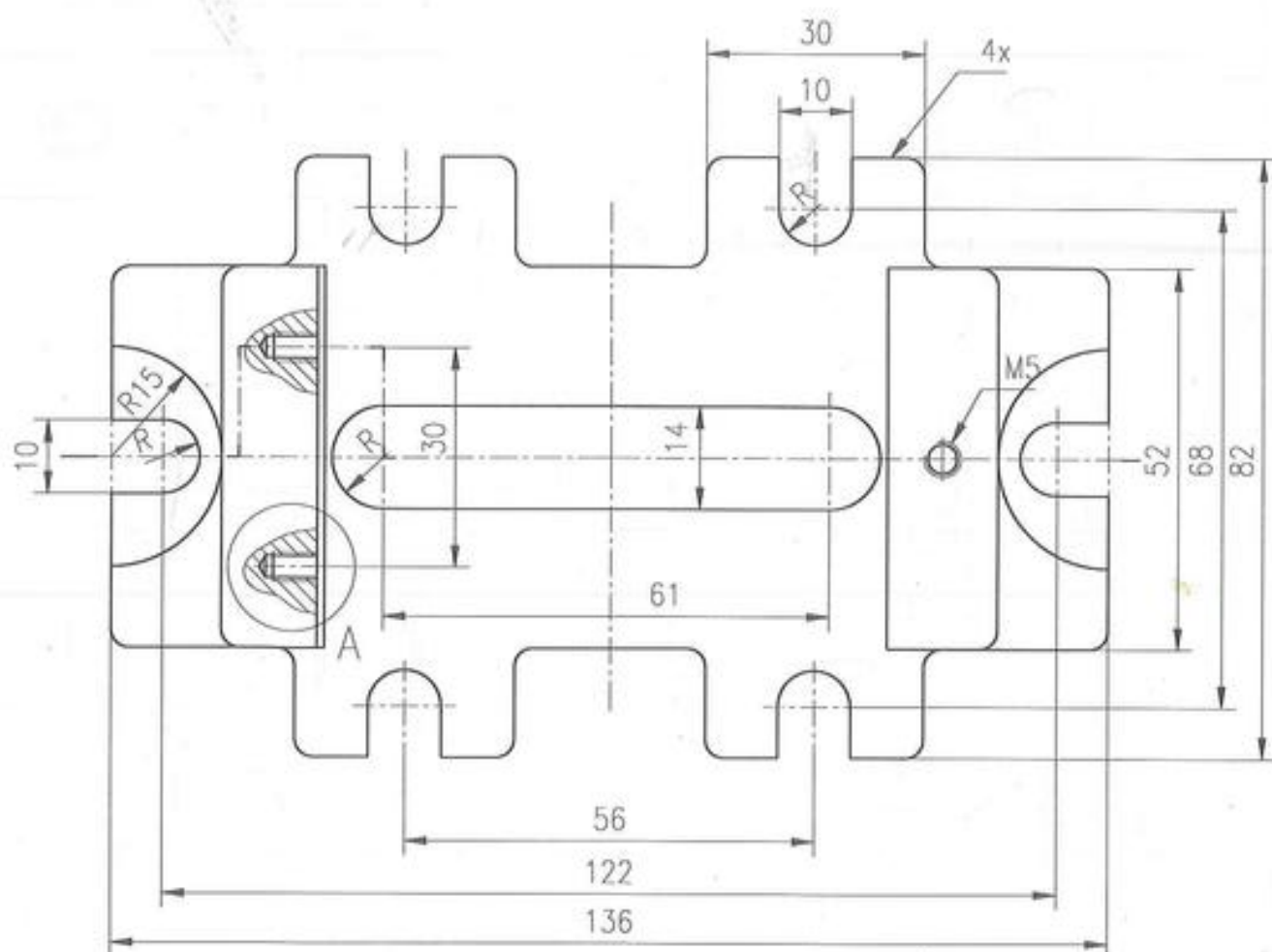
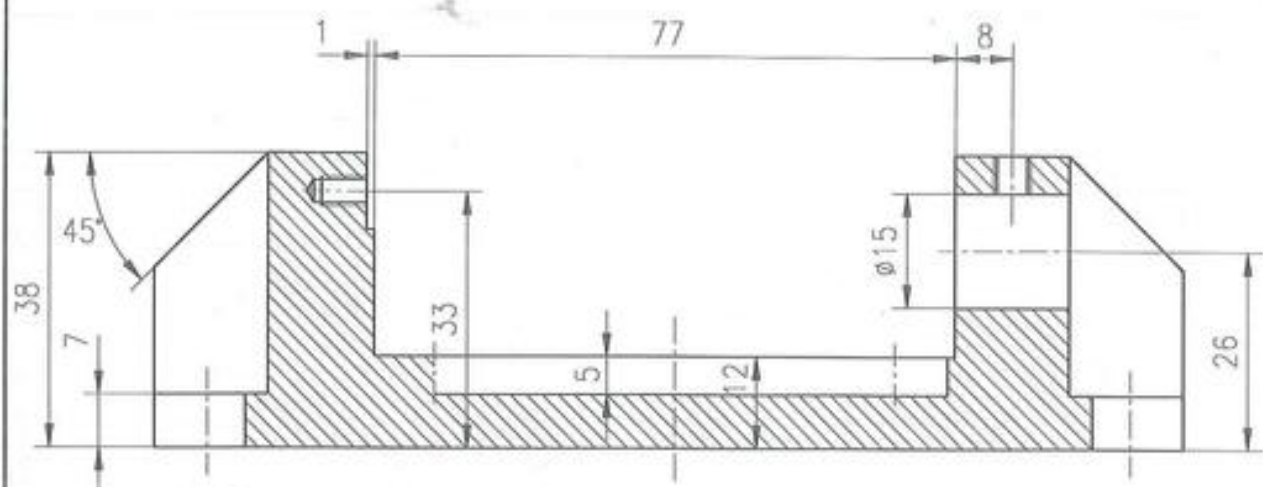
12

A-A

8



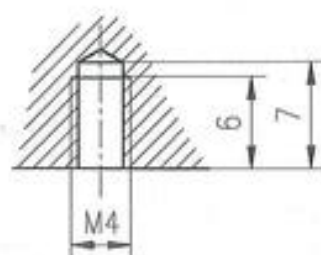
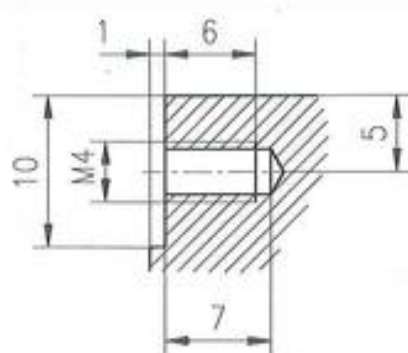
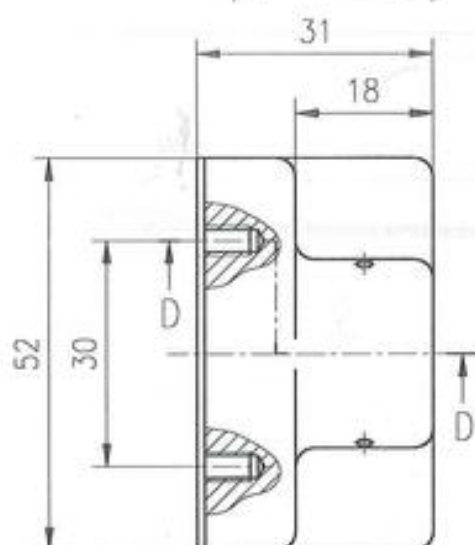
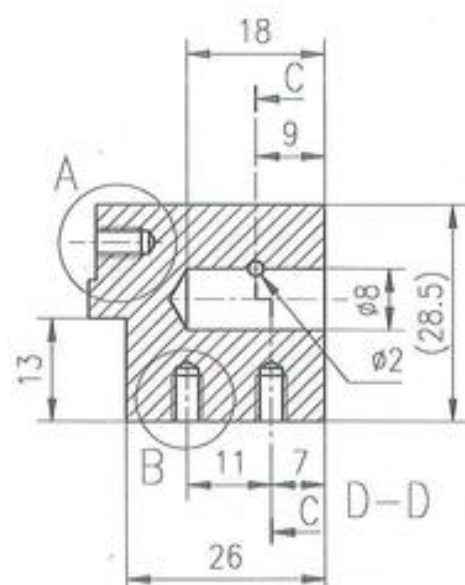
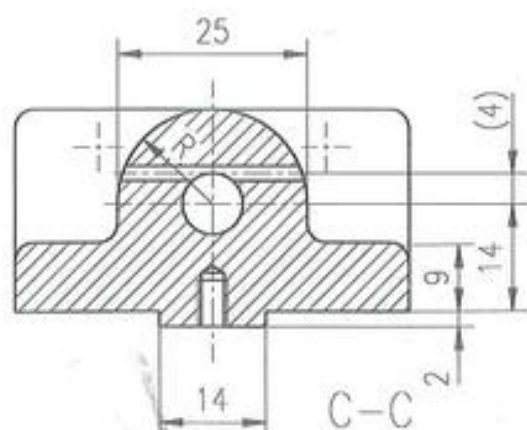
N	piezas	Denominacion	Marca	Plano	Modelo	Material
2	Tapon	12			M4 DIN319	
2	Tornillo	11			M4x8 DIN63	Acero
1	Deslizadera	10	08.08			
1	Pasador	9			A 2x25 DIN7	Acero
1	Manivela	8	08.07			Acero
1	Husillo	7	08.06			Acero
1	Prisionera	6			M5x6 DIN551	Acero
1	Soporte husillo	5	08.05			Acero
4	Tornillo	4			M4x8 DIN63	Acero
2	Placa de apoyo	3	08.04			Acero
1	Mordaza movil	2	08.03			Fundicion
1	Base de fijacion	1	08.02			Fundicion
EDICION						
MORDAZA						
DISEÑO INDUSTRIAL						
Hoja n°						
N° hojas						
Fecha						
Dibujado						
Verificado						
Aprobado						
Plano n° 08.01						



Radios de acuerdo sin acotar R2

A (2:1)

MODIFICACIONES		Tot. gen. Escala		BASE DE FIJACION		EDICION
			1:1			
		Fecha	Nombre	DIBUJO INDUSTRIAL		Hoja n°
		Dibujad.				
		Compr.				
		Sustituye a:		Sustituido por:		N° hojas
		Plano n°:	08.02			

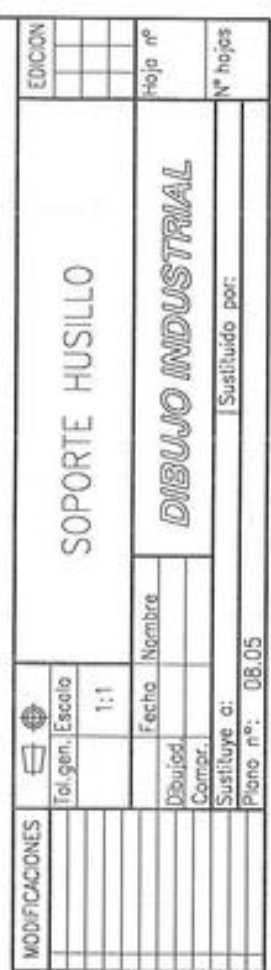
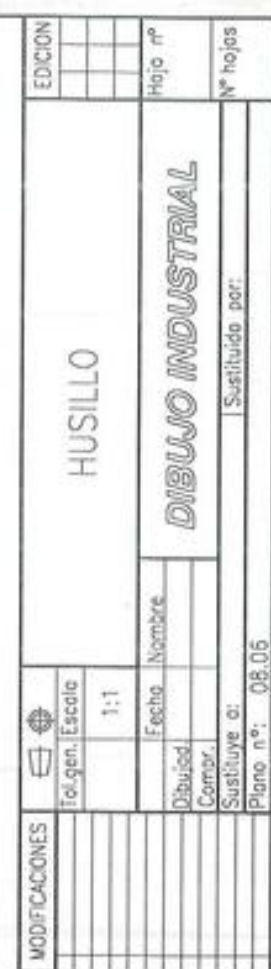


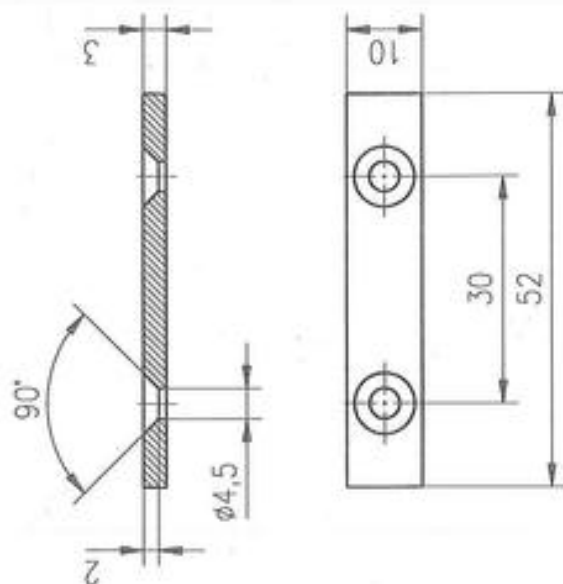
B (2:1)

A (2:1)

Radios de acuerdo sin acotar R2

MODIFICACIONES		Fol. gen. Escuela		MORZADA		EDICION
			1:1			
		Fecha	Nombre			Hoja nº
		Dibujad.		DIBUJO INDUSTRIAL		Nº hojas
		Compr.				
		Sustituye a:		Sustituido por:		
		Plano nº: 08.03				





MODIFICACIONES			MANIVELA		EDICION
	Tel: gen, Escuela				
	1:1				
	Fecha		Nombre		Hoja nº
	Dibujado				
	Comar.				
	Sustituye a:		Sustituido por:		Nº hojas
	Plano nº: 08.07				

MODIFICACIONES	 	PLACA DE APOYO		EDICION
	Fol. gen. Escuela			
	1:1			
	Fecha	Nombre	Hoja nº	
	Dibujad.			
	Compr.			
	Sustituye a:	Sustituido por:		Nº hojas
	Plano nº:	08 04		

- a) Estudiar el funcionamiento del conjunto.
- b) Definir las formas de las marcas 1 y 2 para que sean compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
- c) Planos de despiece acotados del conjunto.

1. Descripción y Funcionamiento

Los tornillos de banco o mordazas se utilizan para la sujeción e inmovilización de piezas sobre una mesa de trabajo. La pieza a sujetar se sitúa entre las dos piezas de marca 10. La distancia entre ambas se puede ajustar gracias al tornillo o eje roscado (marca 3). Este gira gracias a la manivela (marca 6) y se encuentra fijo en el extremo por medio de un pasador de aletas y una tuerca. El movimiento de traslación lo realiza la marca 2 o cuerpo móvil, permitiendo el acercamiento o el alejamiento de las dos mordazas. La marca 2 o cuerpo móvil, para poder desplazarse y no girar con el tornillo, tiene en su parte inferior una superficie horizontal que se desliza por el interior del cuerpo fijo o marca 1.

Las placas de las mordazas se pueden sustituir cuando están desgastadas o estropeadas por el uso. Para ello están sujetas por dos tornillos avellanados, que no sobresalen de la superficie exterior de la mordaza. Tienen un agujero hexagonal para poder desmontarlos con una llave tipo "allen". Normalmente serán de un material blando para no dejar huella en la pieza sujeta.

El tornillo o mordaza se fija al banco de trabajo o a la mesa del taller presionando por medio de la marca 8 o cabeza del fijador. El tornillo fijador o marca 7 es el encargado de separar o acercar la cabeza de la superficie de apoyo. Este tornillo gira por medio de la manivela (marca 9) y, como su traslación no está impedida, puede moverse longitudinalmente.

Este conjunto es interesante ya que se pueden ver dos formas diferentes de trabajo del elemento "tornillo". En la marca 3 el elemento que hace la función de tornillo sólo puede girar, siendo el elemento "tuerca" el que se desplaza, mientras que en la marca 7, el tornillo gira y se traslada, siendo el elemento "tuerca" parte de la marca 1 que permanece fija ya que ni gira ni se desplaza.

Del conjunto "Grifo simple" se pide:

- 1) Despiece acortado de las marcas 3, 4, 12 y 2.
- 2) Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 2 y 4 para la dimensión nominal de 8, tal que el ajuste no debe ser superior de $40\text{ }\mu\text{m}$ ni inferior de $5\text{ }\mu\text{m}$. El sistema de ajuste debe ser agujero base. Representar las tolerancias en los despieces correspondientes.
- 3) Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 2 y 4 para la dimensión nominal de 10, tal que el ajuste no debe ser superior de $40\text{ }\mu\text{m}$ ni inferior de $5\text{ }\mu\text{m}$. El sistema de ajuste debe ser eje base. Representar las tolerancias en los despieces correspondientes.
- 4) Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 3 y 4 para la dimensión nominal de 10, tal que el ajuste no debe ser superior de $65\text{ }\mu\text{m}$ ni inferior de $10\text{ }\mu\text{m}$ utilizando el sistema de ajuste más adecuado. Representar las tolerancias en los despieces correspondientes.
- 5) Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 3 y 12 para la dimensión correspondiente, tal que el ajuste no debe ser superior de $95\text{ }\mu\text{m}$ ni inferior de $25\text{ }\mu\text{m}$. El sistema de ajuste debe ser agujero base. Representar las tolerancias en los despieces correspondientes.

1. Solución

1) *Funcionamiento y análisis de formas*

Se trata de un grifo simple del tipo de accionamiento por husillo. El giro del mango, accionado por la mano, se ha de convertir en un movimiento vertical del portasoleta y de la soleta, produciéndose entonces la apertura o cierre del grifo. Dado que se trata de un mecanismo de transformación del movimiento de giro en desplazamiento mediante una unión roscada (la del husillo con el portasoleta), se debe garantizar que el husillo únicamente tenga un movimiento de giro y que el portasoleta únicamente se desplace. En el conjunto son piezas fijas, entre otras, el cuerpo (marca 1) y la guía del husillo (marca 3). El husillo, a través del movimiento que le transmite el mango, gira únicamente alrededor de su eje, gracias a la forma cilíndrica de su sección ($\phi 10$) y a que está retenido verticalmente contra la guía del husillo (marca 3) por su resalte de $\phi 13$ y el anillo elástico (marca 7). La transformación del giro del husillo en desplazamiento del portasoleta se consigue gracias al acoplamiento de caras planas de cota 14 que existe entre el portasoleta (marca 12) y la guía (marca 3). La forma constructiva de estas dos marcas es la adecuada para conseguir este acoplamiento.

El acoplamiento entre el husillo (marca 4) y el mango (marca 2) es un cilindro con tolerancia $\phi 10$ con dos caras planas a 8 mm para transmitir el movimiento de giro. Para facilitar el montaje entre ellos existe un ajuste con juego y un tornillo de cabeza avellanada (marca 5) que los fija e impide que se desmonten. El tapón (marca 6) es un elemento de plástico rojo o azul, según el grifo sea para agua caliente o fría. Este tapón va montado a presión sobre el mango.

La parte superior de la guía del husillo (marca 3) debe tener una forma adecuada para poder ser apretada con llave respecto al cuerpo (marca 1). La forma que se elige en este caso es hexagonal, aunque podría ser cualquier otra, no cilíndrica, que permita su apriete con llave (esta norma no aparece definida en el plano de conjunto).

Las juntas (marca 8 y marca 9) tienen la función de evitar fugas de agua al exterior cuando se encuentra en funcionamiento el grifo.

- 2) El ajuste pedido entre las marcas 2 y 4, por condiciones de montaje, es un juego corresponde a la dimensión de 8 mm indicada en la figura 1.

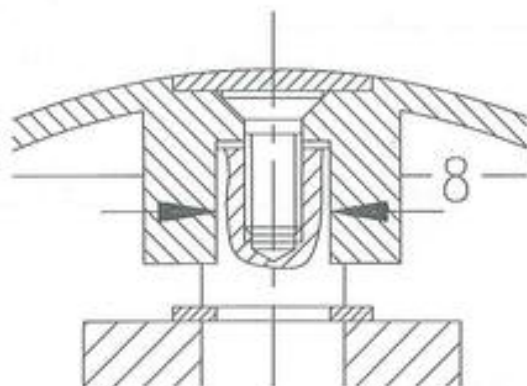


FIGURA 1. Ajuste entre las marcas 2 y 4 para la dimensión nominal de 8.

Para el ajuste entre las marcas 2 y 4 con dimensión nominal 8 se tiene:

$$D = 8 \text{ mm} \quad JM = 40 \text{ } \mu\text{m} \quad Jm = 5 \text{ } \mu\text{m}$$

La tolerancia máxima que puede tener el ajuste será:

$$TJ = 40 - 5 = 35$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste ($D=8$) serán:

$$\begin{array}{ll} \text{Agujero: IT7} = 15 & \text{Eje: IT7} = 15 \\ \text{Agujero: IT8} = 22 & \text{Eje: IT6} = 9 \end{array}$$

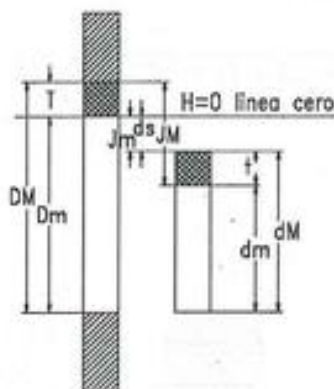


FIGURA 2. Esquema del ajuste.

$$\begin{array}{ll} JM = 40 \geq Ds - di = Di + T - (ds - t) = 0 + T + t - ds & \text{de donde } ds \geq -40 + T + t \\ Jm = 5 \leq Di - ds = 0 - ds & \text{de donde } ds \leq -5 \\ \text{por lo que se tendrá:} & -5 \leq ds \leq 40 - T - t \end{array}$$

Para calidades 7 y 7: $-40 + 15 + 15 \leq ds \leq -5$ $-10 \leq ds \leq -5$ por lo que se podrá tomar la posición $g=-5$ o $fg=-8$ y el ajuste sería $8 H7/g7$ o $8 H7/fg7$.

Para calidades 8 y 6: $-40 + 22 + 9 \leq ds \leq -5$ $-9 \leq ds \leq -5$ por lo que se podrá tomar la posición $g=-5$ o $fg=-8$ y el ajuste sería $8 H8/g6$ o $8 H8/fg6$

Todos estos posibles ajustes cumplen con las condiciones establecidas. De todos ellos, el mejor es $8 H8/g6$ dado que tanto $H8$ como $g6$ son zonas de tolerancia preferentes. Así pues se tomará el ajuste $8 H8/g6$.

Se tendrá pues:

Elemento	ISO	T/t (μm)	Di/di (μm)	Ds/ds (μm)	Dm/dm (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	8 H8	22	0	22	8	8,022
Eje	8 g6	9	-14	-5	7,986	7,995

TJ (μm)	Jm (μm)	JM (μm)
22+9=31	5	36

- 3) El ajuste pedido entre las marcas 2 y 4, por condiciones de montaje, es un juego corresponde a la dimensión de 10 mm indicada en la figura 3a.

$$D = 10 \text{ mm} \quad JM = 40 \mu m \quad Jm = 5 \mu m$$

La tolerancia máxima que puede tener el juego será:

$$TJ = 40 - 5 = 35$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste ($D=10$) serán:

$$\text{Agujero: IT7} = 15 \text{ y Eje: IT7} = 15$$

6

$$\text{Agujero: IT8} = 22 \text{ y Eje: IT6} = 9$$

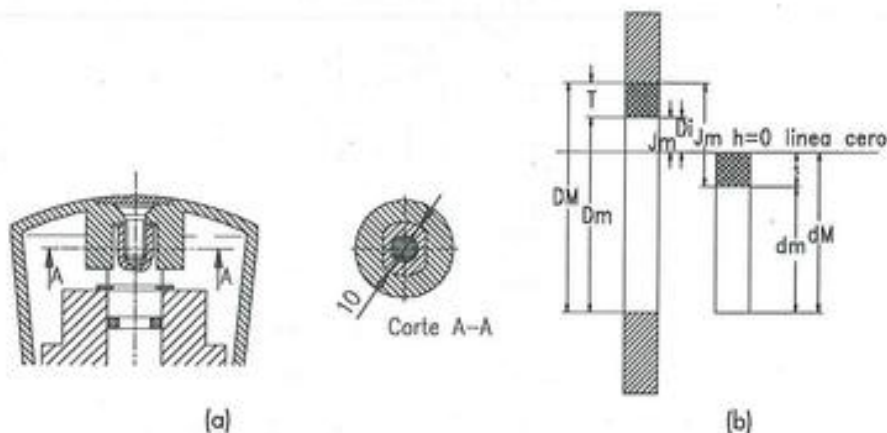


FIGURA 3. (a) Ajuste entre las marcas 2 y 4 para la dimensión de 10. (b) Esquema del ajuste.

$$JM = 40 \geq Ds - di = Di + T - (ds - t) = Di + T + t \quad \text{de donde} \quad Di \leq 40 - T - t$$

$$Jm = 5 \leq Di - ds = Di - 0 \quad \text{de donde} \quad Di \geq 5$$

por lo que se tendrá:

$$5 \leq Di \leq 40 - T - t$$

Para calidades 7 y 7: $5 \leq D_i \leq 40 - 15 - 15$ $5 \leq D_i \leq 10$ por lo que se podrá tomar la posición $FG=+8$ y el ajuste sería $10\ FG7/h7$ o la posición $G=+5$ por lo que se podría tener también el ajuste $10\ G7/h7$.

Para calidades 8 y 6: $5 \leq D_i \leq 70 - 22 - 9$ $5 \leq D_i \leq 9$ por lo que se podrá tomar la posición $FG=+8$ y el ajuste sería $10\ FG8/h6$ o la posición $G=+5$ por lo que se podría tener también el ajuste $10\ G8/h6$.

Todos estos posibles ajustes cumplen con las condiciones establecidas. De todos ellos, el mejor es $10\ G7/h7$ dado que tanto $G7$ como $h7$ son zonas de tolerancia preferentes. Así pues se tomará el ajuste $10\ G7/h7$.

Se tendrá pues:

Elemento	ISO	T/t (μm)	D_i/d_i (μm)	D_s/d_s (μm)	D_m/d_m (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	10 G7	15	5	20	10,005	10,020
Eje	10 h7	15	-14	0	9,985	10,000

TJ (μm)	Jm (μm)	JM (μm)
15+15=30	5	35

- 4) El ajuste pedido entre las marcas 3 y 4, por condiciones de funcionamiento, es un juego corresponde a la dimensión de 10 mm indicada en la figura 4.

El sistema de ajuste es eje base y la tolerancia para el eje $h7$, impuesta por el apartado superior.

$$D = 10\text{ mm} \quad JM = 65\ \mu m \quad Jm = 10\ \mu m$$

La tolerancia máxima que puede tener el juego será:

$$TJ = 65 - 10 = 55$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste serán:

$$\text{Agujero: IT8} = 22 \text{ y Eje: IT8} = 22$$

6

$$\text{Agujero: IT9} = 36 \text{ y Eje: IT7} = 15$$

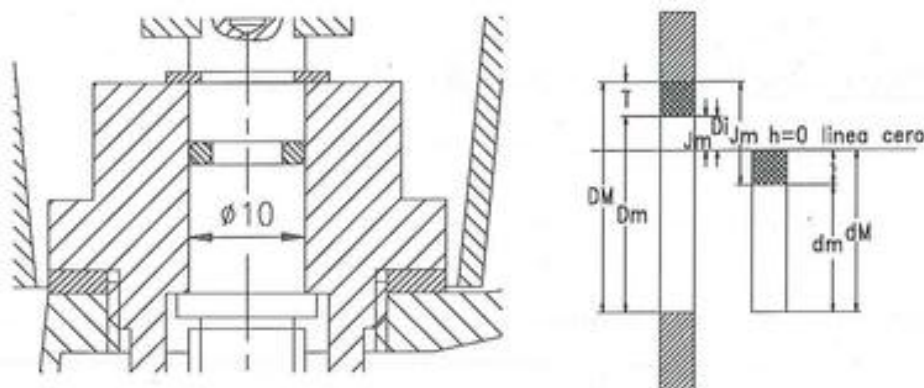


FIGURA 4. (a) Ajuste entre las marcas 3 y 4. (b) Esquema del ajuste.

$$JM = 65 \geq Ds - di = Di + T - (ds - t) = Di + T + t \quad \text{de donde} \quad Di \leq 65 - T - t$$

$$Jm = 10 \leq Di - ds = Di - 0 \quad \text{de donde} \quad Di \geq 10$$

por lo que se tendrá: $5 \leq Di \leq 40 - T - t$

Dado que la tolerancia del eje es $h7$ se probará directamente con las calidades 9 y 7. Para calidades 9 y 7: $10 \leq Di \leq 65 - 36 - 15$ $10 \leq Di \leq 14$ por lo que se podrá tomar la posición $F=+13$ y el ajuste sería $10 F9/h7$.

Así pues se tomará el ajuste $10 F9/h7$.
Se tendrá pues:

Elemento	ISO	T/t (μm)	Di/di (μm)	Ds/ds (μm)	Dm/dm (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	10 F9	36	13	49	10,013	10,049
Eje	10 h7	15	-14	0	9,985	10,000

TJ (μm)	Jm (μm)	JM (μm)
36+15=51	13	64

- 5) El ajuste pedido entre las marcas 3 y 12, por condiciones de funcionamiento, es un juego que corresponde a la dimensión de 14 mm indicada en la figura 5.

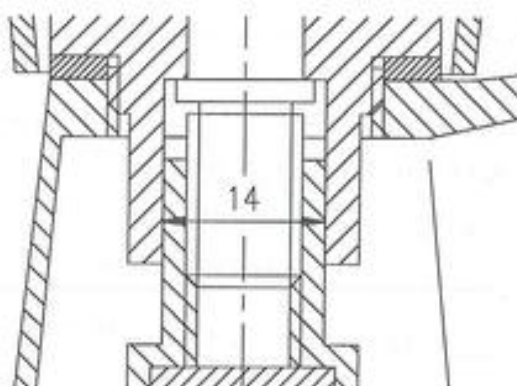


FIGURA 5. Ajuste entre las marcas 3 y 12 para la dimensión nominal de 14.

Para el ajuste entre las marcas 3 y 12 con dimensión nominal 14 se tiene:

$$D = 14 \text{ mm} \quad JM = 95 \mu m \quad Jm = 25 \mu m$$

La tolerancia máxima que puede tener el ajuste será:

$$TJ = 95 - 25 = 70$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste serán:

$$\begin{array}{ll} \text{Agujero: IT8} = 27 & \text{Eje: IT8} = 27 \\ \text{Agujero: IT9} = 43 & \text{Eje: IT7} = 18 \end{array}$$

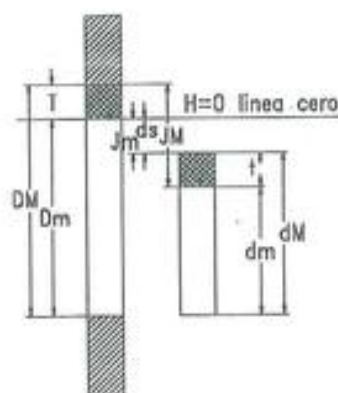


FIGURA 6. Datos del ajuste.

$$JM = 95 \geq Ds - di = Di + T - (ds - t) = 0 + T + t - ds$$

$$Jm = 25 \leq Di - ds = 0 - ds$$

por lo que se tendrá:

$$\text{de donde } ds \geq -95 + T + t$$

$$\text{de donde } ds \leq -25$$

$$-95 + T + t \leq ds \leq -25$$

Para calidades 8 y 8: $-95 + 27 + 27 \leq ds \leq -25$ $-41 \leq ds \leq -25$ por lo que se podrá tomar la posición $e = -32$

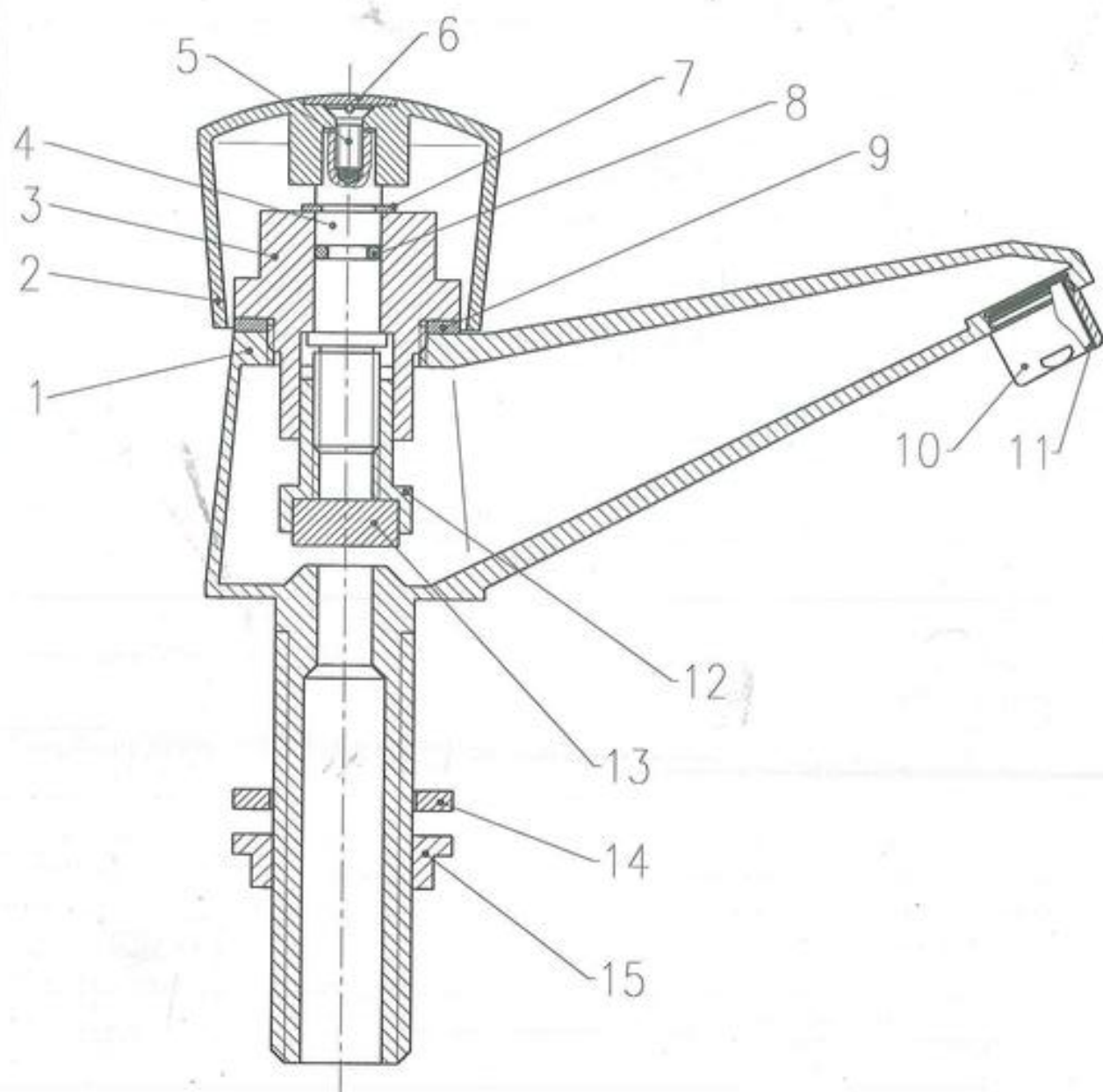
Para calidades 9 y 7: $-95 + 43 + 18 \leq ds \leq -25$ $-34 \leq ds \leq -25$ por lo que se podrá tomar la posición $e = -32$

Todos estos posibles ajustes cumplen con las condiciones establecidas. De todos ellos, el mejor es $14 H8/e8$ dado que tanto $H8$ como $e8$ son zonas de tolerancia preferentes y $e8$ predomina sobre $e7$. Así pues se tomará el ajuste $14 H8/e8$.

Se tendrá pues:

Elemento	ISO	T/t (μm)	Di/di (μm)	Ds/ds (μm)	Dm/dm (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	8 H8	22	0	22	8	8,022
Eje	8 g6	9	-14	-5	7,986	7,995

TJ	Jm (μm)	JM (μm)
22+9=31	5	36

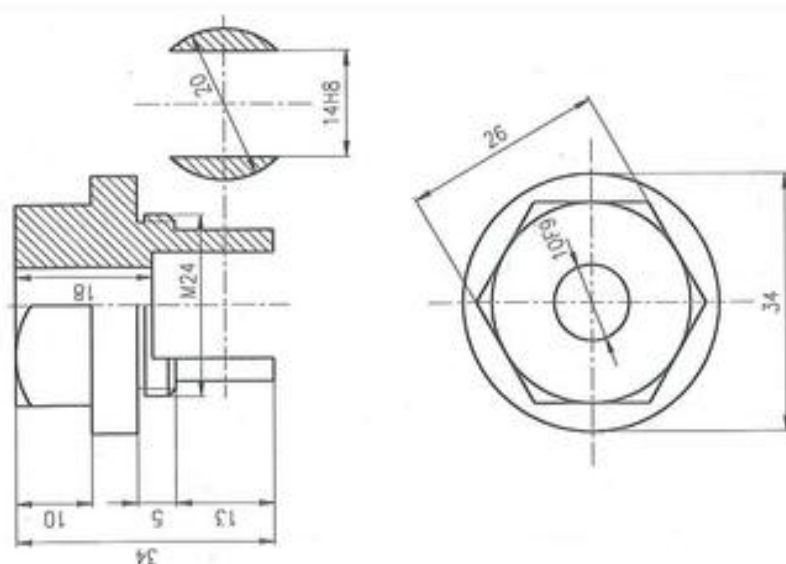


1	Tuerco de fijacion	15	10.14		Acero Inox.
1	Junta de fijacion	14	10.13		Caucho
1	Soleta	13	10.12		Caucho
1	Portasoleta	12	10.11		Bronce
1	Filtro	11	10.10		Varios
1	Porta filtro	10	10.09		Latón
1	Junta guia del husillo	9	10.08		Caucho
1	Junta torica	8	10.07		Caucho
1	Anillo de seguridad	7		10x1 DIN471	
1	Tapon	6	10.06		PVC
1	Tornillo	5		M4x10 DIN63	
1	Husillo	4	10.05		Bronce
1	Guia del husillo	3	10.04		Bronce
1	Mango	2	10.03		Latón
1	Cuerpo	1	10.02		Latón

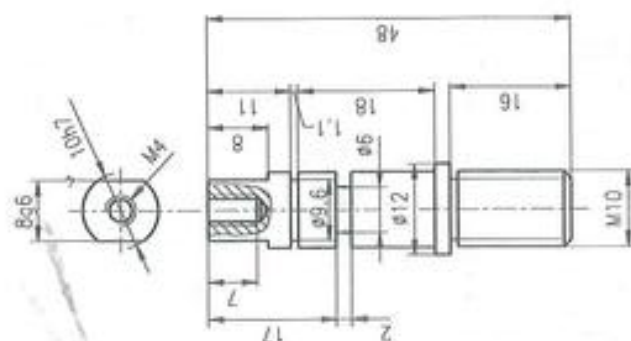
N piezas	Denominacion	Marca	Plano	Modelo	Material
MODIFICACIONES		GRIFO SIMPLE			EDICION
Tol.gen. Escala					
1:1					
Fecha		Nombre		Hoja nº	
Dibujad.				DIBUJO INDUSTRIAL	
Compr.					
Sustituye a:				Sustituido por:	
Plano n°: 10.01				N° hojas	

GRIFO SIMPLE

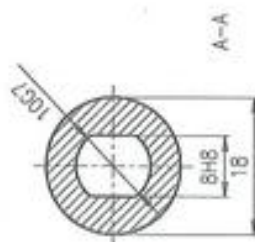
DIBUJO INDUSTRIAL



MODIFICACIONES	Tol. gen.	Escala	EDICION	
			Hoja nº	Nº hojas
		1:1	DIBUJO INDUSTRIAL	
		Fecha	Nombre	
		Dibujad.	Comar.	
		Sustituye a:	Sustituido por:	
		Plano nº:	10.04	



MODIFICACIONES	Tol. gen.	Escala	EDICION	
			Hoja nº	Nº hojas
		1:1	DIBUJO INDUSTRIAL	
		Fecha	Nombre	
		Dibujad.	Comar.	
		Sustituye a:	Sustituido por:	
		Plano nº:	10.05	

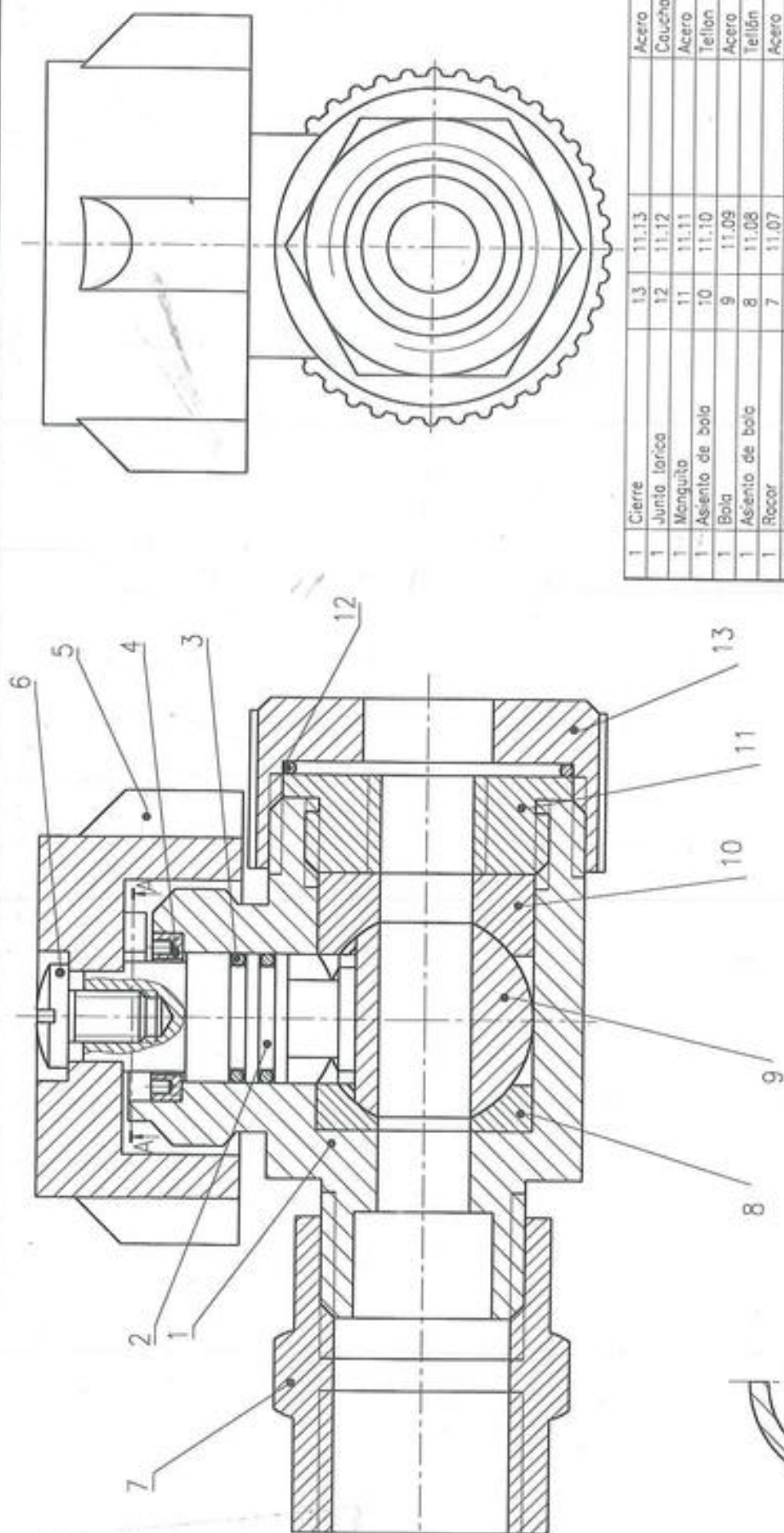


MODIFICACIONES			MANGO DIBUJO INDUSTRIAL	EDICION
	Tol.gen, Escala	1:1		
		Fecha		Hoja nº
	Dibujad	Nombre		
	Compr.			
	Sustituye a:			Nº hojas
	Sustituido por:			
	Plano nº: 10.03			



MODIFICACIONES			PORTASOLETA DIBUJO INDUSTRIAL	EDICION
	Tol. gen.	Escala		
		1:1		
		Fecha	Nombre	Hoja nº
	Elaborad.			
	Compr.			
	Sustituye a:		Sustituido por:	Nº hojas
	Plano nº: 10.11			

- a) Estudiar el funcionamiento del conjunto.
- b) Definir las formas de las marcas compatible con el funcionamiento del conjunto.
- c) Realizar los planos de despiezo de las marcas 1, 2, 5 y 9.



Cantidad	Denominación	Marca	Dibujo n.	Modelo	Material	Peso	Observaciones	EDICIÓN	
								Nº	Hoja nº
1	Cierre		13	11.13	Acero				
1	Junta torica		12	11.12	Caucho				
1	Manguito		11	11.11	Acero				
1	Asiento de bola		10	11.10	Teflon				
1	Bola		9	11.09	Acero				
1	Asiento de bola		8	11.08	Teflon				
1	Rotor		7	11.07	Acero				
1	Tornillo		6		M4 x 6 DIN 85				
1	Mango		5	11.06	PVC				
1	Tuerca		4	11.05	Acero				
2	Junta torica		3	11.04	Caucho				
1	Husillo		2	11.03	bronce				
1	Cuerpo		1	11.02	Fundición				

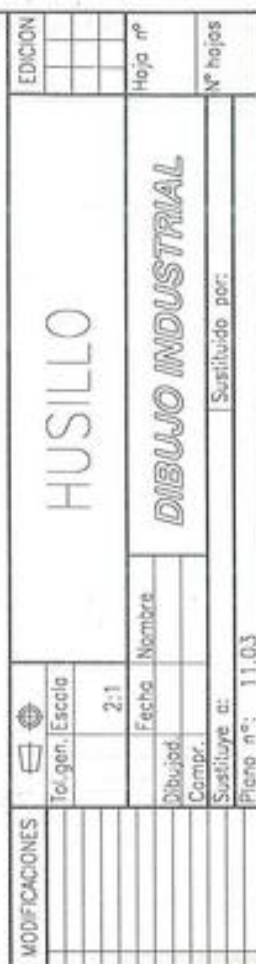
VALVULA DE BOLA

DIBUJO INDUSTRIAL

Sustituido por:

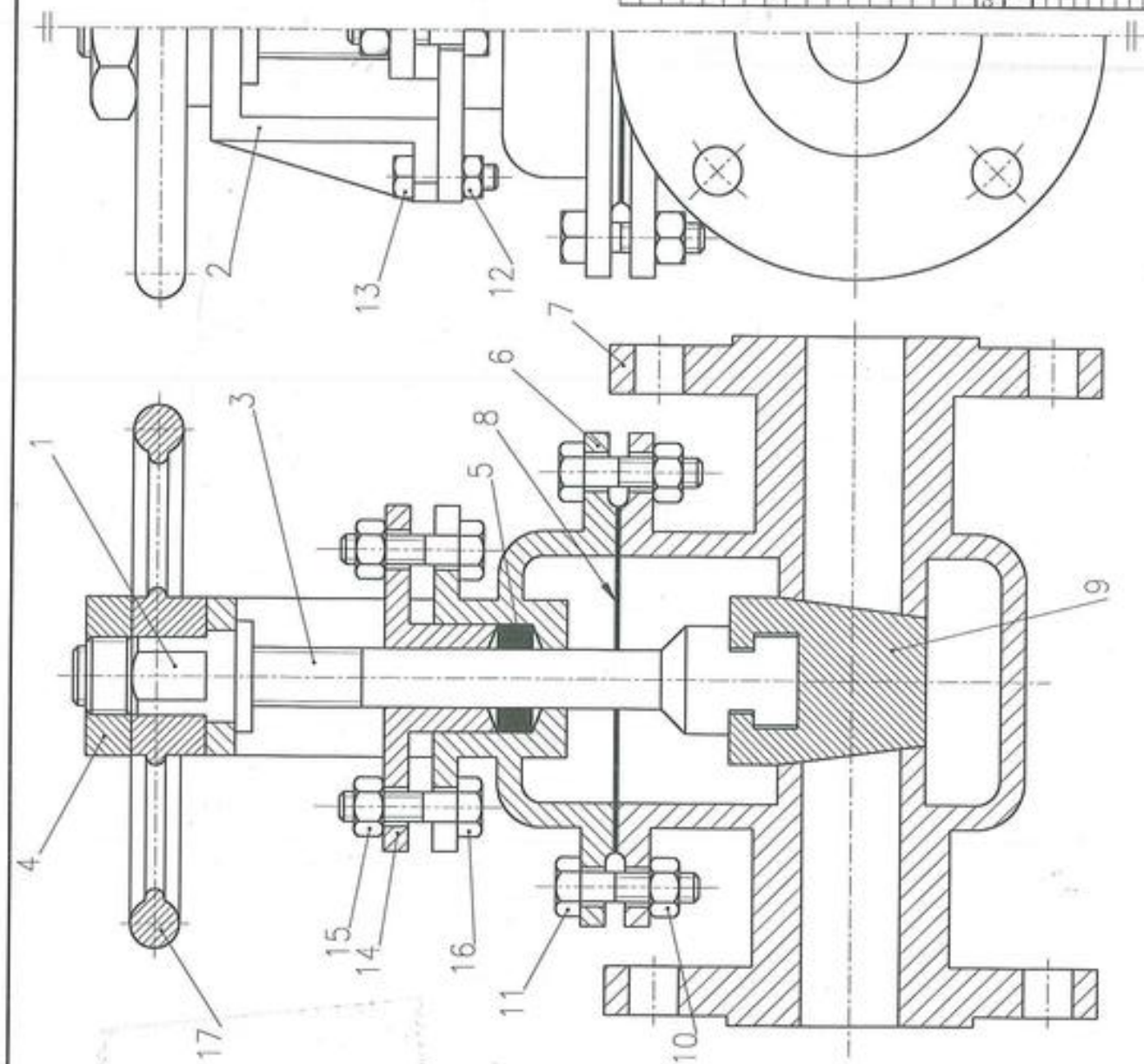
Plano nº: 11.01

Nº Hojas



EJERCICIO 12. VALVULA DE COMPUERTA

- a) Estudiar el funcionamiento del conjunto.
- b) Definir las formas de las marcas compatible con el funcionamiento del conjunto.
- c) Realizar los planos de despiezo de las marcas 1, 6 y 3.



CANTIDAD	DENOMINACIÓN	MARCA	DIBUJO N°	MODELO	MATERIAL	PESO	OBSERVACIONES	EDICIÓN	
								N°	FECHA
1	Volante		17	12.11					
2	Tornillo		16		M10x35 DIN931				
2	Tuerca		15		M10 DIN934				
1	Prensastopas		14	12.10					
4	Tornillo		13		M8x25 DIN931				
4	Tuerca		12		M8 DIN934				
4	Tornillo		11		M10x35 DIN931				
4	Tuerca		10		M10 DIN934				
1	Compuerta		9	12.09		Bronce			
1	Junta		8	12.08		Caucho			
1	Cuerpo inferior		7	12.07		Fundición			
1	Cuerpo superior		6	12.06		Fundición			
1	Empaquetadura		5	12.05		Caucho			
1	Tuerca		4		M27 DIN 936				
1	Husillo		3	12.04		Aceró			
1	Puente		2	12.03		Fundición			
1	Soporte husillo		1	12.02		Aceró			
MODIFICACIONES								VALVULA DE COMPUERTA	
								DIBUJO INDUSTRIAL	
								Sustituido por:	
								Plano n°: 12.01	

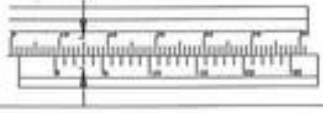
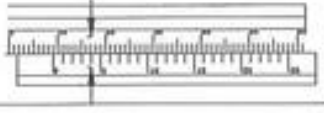
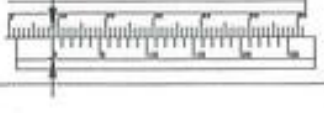
Estudiar el funcionamiento del conjunto.

Definir las formas de las marcas compatible con el funcionamiento del conjunto.

Realizar los planos de despiece de las marcas 1, 6 y 3.

A partir de los planos de despiece de la válvula de compuerta determinar:

- 1) Tolerancia de posición para cada uno de los taladros del acoplamiento entre la tapa puente (marca 2) y el puente (marca 3). Los agujeros pasantes son de diámetro $9H13$ y la parte no roscada de los tornillos $M8$ tiene diámetro $8g6$.
- 2) Indicar en base al funcionamiento del conjunto el tipo de ajuste entre el puente (marca 3) y el eje (marca 4). Determinar la expresión ISO de dicho ajuste utilizando el sistema de eje base, sabiendo que se tiene un diámetro nominal de 18 mm. y que el ajuste debe estar comprendido entre un máximo de 0,090 mm. y un mínimo de 0,015 mm. Indicar la tolerancia de coaxialidad necesaria en cada uno de los dos elementos para garantizar el montaje. La marca 4 en su cota $\phi 18$ de tener tolerancia $h8$. El ajuste entre las piezas 2 y 3 es $\phi 36H9/h8$.
- 3) Indicar en base al funcionamiento de la válvula el tipo de ajuste existente entre el eje (marca 4) y el prensaestopas (marca 15). Determinar la expresión ISO de dicho ajuste, eligiendo el sistema de ajuste más apropiado e indicando las razones de su elección, sabiendo que se tiene un diámetro nominal de 18 mm y que el ajuste debe estar comprendido entre un máximo de 0,080 mm y un mínimo de 0,015 mm. Indicar cual sería la máxima tolerancia de rectitud permitida para el tramo inferior del eje.
- 4) Representar en los despieces cada una de las tolerancias dimensionales y geométricas determinadas.
- 5) Como instrumento de medida se dispone de un pie de rey con la regla graduada en mm. El nonio está dividido en 25 partes iguales totalizando 49 mm. Se ha construido una serie de cinco piezas correspondientes a la tapa del puente (marca 3) con las siguientes dimensiones:

TALADRO IZQUIERDO	TALADRO DERECHO	DISTANCIA REAL ENTRE CENTROS
		52
		51.5
		51.05

Señalar qué pieza sería admisible y cual no indicando los motivos.

1. Solución

- 1) Tolerancia de posición para cada uno de los taladros del acoplamiento entre la tapa puente (marca 2) y el puente (marca 3). Los agujeros pasantes son de diámetro 9H13 y la parte no roscada de los tornillos M8 tiene diámetro 8g6.

Dado que el ajuste entre la marca 2 y 3 es $\phi 36H9/h8$, en condición de máximo material, el juego es 0, por lo que se tendrá:

Para los agujeros:

$$9H13 \quad T = 0,220 \text{ mm} \quad D_{\max} = 9,220 \text{ mm} \quad D_{\min} = 9,000 \text{ mm}$$

Para los tornillos:

$$8g6 \quad t = 0,009 \text{ mm} \quad d_{\max} = 8 - 0,005 = 7,995 \text{ mm} \quad d_{\min} = 7,995 - 0,009 = 7,986 \text{ mm}$$

En condición de máximo material:

$$D_{\min} - d_{\max} = 9 - 7,995 = 1,005 \text{ mm}$$

Esta tolerancia se repartirá entre los dos elementos, por ejemplo de la forma:

$$\text{Taladros: } T = 0,505 \text{ mm}$$

$$\text{Alojamiento tornillos: } t = 0,500 \text{ mm}$$

Dado que existe un ajuste que impone la posición relativa de las dos marcas, la tolerancia de posición de los elementos necesita establecer referencias, según se ve en los despieces adjuntos.

- 2) Indicar en base al funcionamiento del conjunto el tipo de ajuste entre el puente (marca 3) y el eje (marca 4). Determinar la expresión ISO de dicho ajuste utilizando el sistema de eje base, sabiendo que se tiene un diámetro nominal de 18 mm y que el ajuste debe estar comprendido entre un máximo de 0,090 mm y un mínimo de 0,015 mm. Indicar la tolerancia de coaxialidad necesaria en cada uno de los dos elementos para garantizar el montaje.

Se trata de un ajuste con juego.

Para $JM - Jm = 0,090 - 0,015 = 0,075$ se tomarán:

$$IT9 + IT5 = 43 + 27 = 70$$

Si se trata de eje base:

$$JM = 90 > T + DI + t = Di + 70$$

$$Jm = 15 < Di \text{ con } Di > 0$$

de donde :

$$15 < Di < 20 \text{ por lo que se tiene la posición F con } Di = + 16$$

El ajuste pedido será: 18F9/h8.

No se aplicará el criterio de zonas de tolerancias preferentes por que las tolerancias por defecto de fabricación elegidas son $h8$ para ejes y coincide con lo que se ha obtenido en el cálculo

Para determinar la tolerancia de coaxialidad se tendrá en cuenta que las condiciones más desfavorables se presentan cuando las dos piezas están en condición de máximo material.

En este caso:

Puente:

$$D_{11} = 36 \text{ H9. En máximo material } D_{11} = 36 \text{ mm}$$

$$D_{12} = 18 \text{ F9. En máximo material } D_{12} = 18,016 \text{ mm}$$

Eje:

$$D_{21} = 33 \text{ h8. En máximo material } D_{21} = 33 \text{ mm}$$

$$D_{22} = 18 \text{ h8. En máximo material } D_{22} = 18 \text{ mm}$$

La coaxialidad máxima del conjunto será:

$$T = 3 + 0,016 = 3,016 \text{ mm, que se repartirá a partes iguales para los dos elementos.}$$

- 3) Indicar en base al funcionamiento de la válvula el tipo de ajuste existente entre el eje (marca 4) y el prensaestopas (marca 15). Determinar la expresión ISO de dicho ajuste, eligiendo el sistema de ajuste más apropiado e indicando las razones de su elección, sabiendo que se tiene un diámetro nominal de 18 mm y que el ajuste debe estar comprendido entre un máximo de 0,080 mm y un mínimo de 0,015 mm. Indicar cual sería la máxima tolerancia de rectitud permitida para el tramo inferior del eje.

Se trata de un ajuste con juego.

Para $JM - Jm = 0,080 - 0 - 015 = 0,065$ se tomarán:

$$IT8 + IT8 = 27 + 27 = 64 \text{ ó } IT9 + IT7 = 43 + 18 = 61$$

Se elegirá el sistema de eje base porque se trata de la misma pieza que en el caso anterior. Además, si anteriormente el eje tenía posición y calidad $h8$, ahora se deberá mantener igual (siempre que por supuesto se cumplan ahora las condiciones de diseño). Si se trata de eje base, para calidades $IT8$:

$$JM = 80 > T + Di + t = Di + 54$$

$$Jm = 15 < Di, \text{ con } Di > 0$$

de donde:

$$15 < Di < 26 \text{ por lo que se tiene la posición F con } Di = +16.$$

El ajuste pedido será: $18F8/h8$

No es válido el ajuste $18 F9/h7$ porque la parte del eje es común en los apartados 2 y 3 y lógicamente el proceso de fabricación es uno solo.

Respecto a la tolerancia de rectitud requerida, en máximo material la diferencia de diámetros entre el orificio del prensaestopas y el diámetro del eje es de 0,016 mm. La tolerancia de rectitud se podrá repartir pues entre eje y agujero, dependiendo del proceso de fabri-

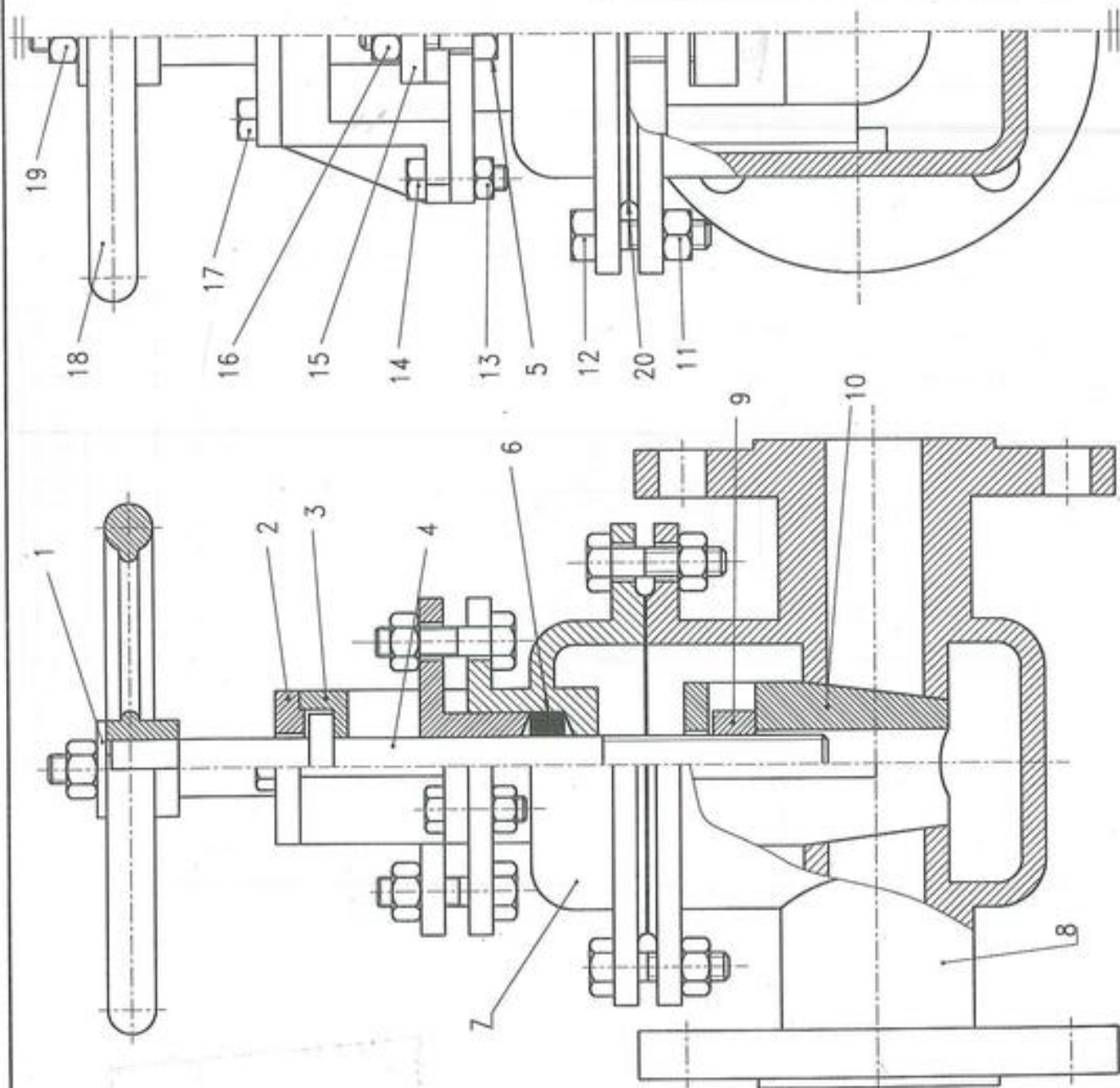
cación el reparto se hará de una forma o de otra. Por ejemplo, si el agujero se hace por taladrado, no es lógico que presente problemas de rectitud por lo que toda la tolerancia la absorbería el eje. En este caso esta sería:

$$\phi 0,006/32$$

La rectitud para garantizar el montaje afecta a la longitud de 32 mm (los que está en contacto con el presaestopas, de ahí la especificación /32 en la tolerancia.

- 5) Como instrumento de medida dispone de un pie de rey con la regla graduada en mm. El nonio está dividido en 25 partes iguales totalizando 49 mm. Se ha construido una serie de cinco piezas correspondientes a la tapa del puente (marca 3) con las siguientes dimensiones:

Diámetro izquierdo	Diámetro derecho	Distancia real entre centros	Tolerancia en M.M.	Aumento tolerancia	Aceptable (si/no)
9,32 > 9,22	9,36 > 9,22	52	51,505	-	no
9,12	9,16	51,5	51,505	0,28	si
9,00	9,00	51,05	51,505	0	si

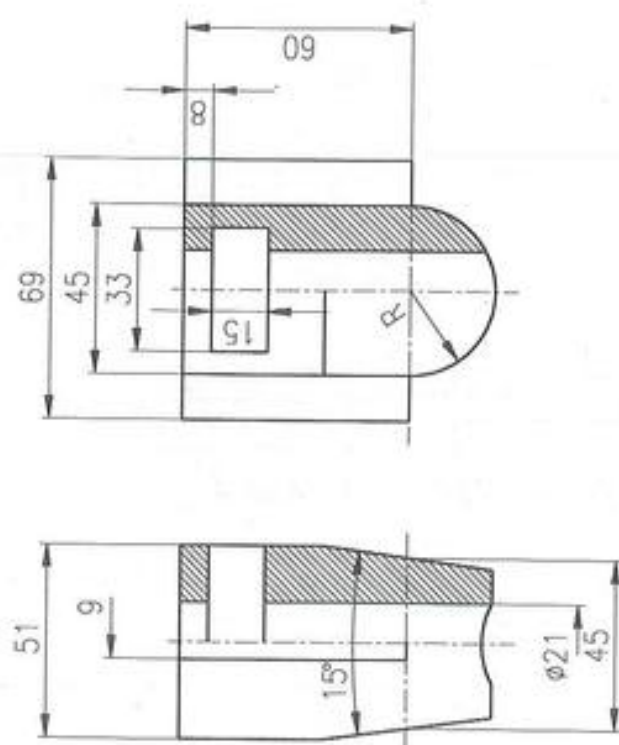


Código	Denominación	Materiales	Doble n.	Modelo	Material	Peso	Observaciones	EDICION
1	Junta		20	13.13	M10 DIN934		Caucho	
1	Tuerca		19				Fundicion	
1	Valiente		18	13.12	MBx15 DIN931			
2	Tornillo		17		M10 DIN934			
2	Tuerca		16				Acero	
1	Presostopos		15	13.11	MBx25 DIN931			
4	Tornillo		14		MB DIN934			
4	Tuerca		13		M10x15 DIN931			
4	Tornillo		12		M10 DIN934			
4	Tuerca		11				Bronce	
1	Compuerta		10	13.10			Bronce	
1	Tuerca		9	13.09			Fundicion	
1	Cuerpo inferior		8	13.08			Fundicion	
1	Cuerpo superior		7	13.07			Fundicion	
1	Empaquetadura		6	13.06			Caucho	
2	Tornillo		5		M10x15 DIN931			
1	Eje		4	13.05			Acero	
1	Puente		3	13.04			Fundicion	
1	Tapo puente		2	13.03			Acero	
1	Arandela		1	13.02			Acero	
MODIFICACIONES								
Tolgen								
Escala								
1:2								
Fecha								
Nombre								
Dibujó								
Diseñó								
Sustituyó a:								
Plano nº:								
13.01								

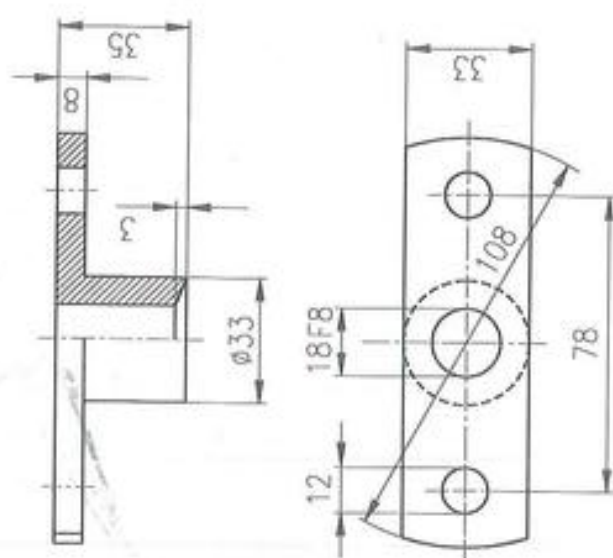
VALVULA DE COMPUERTA

DIBUJO INDUSTRIAL

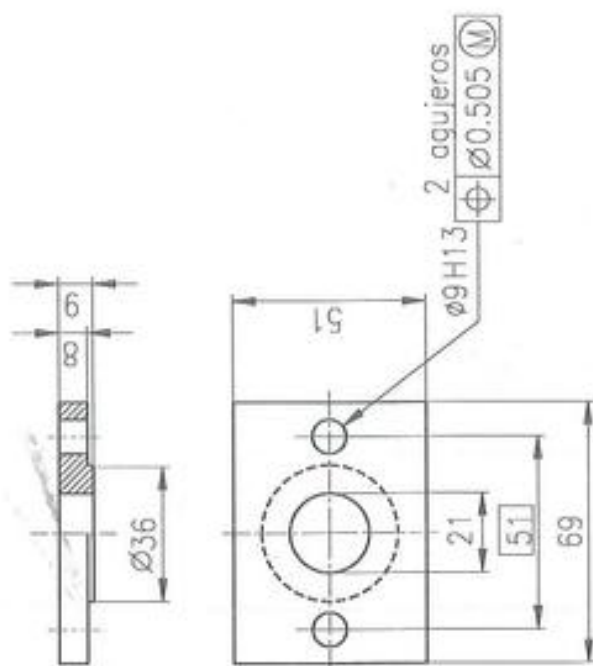
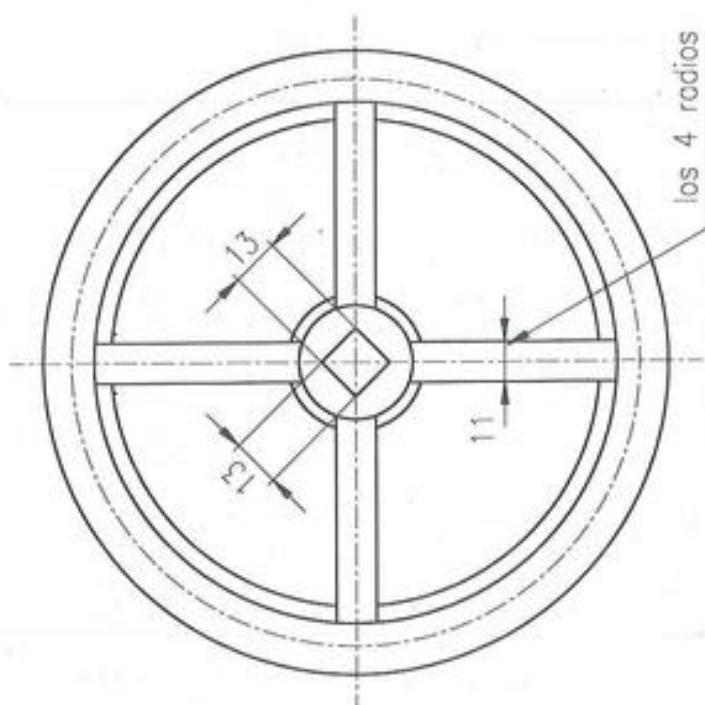
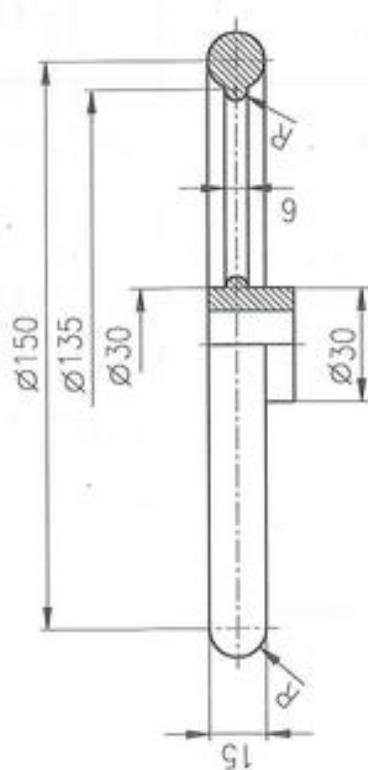
Nº Hojas	
Nº Hojas	

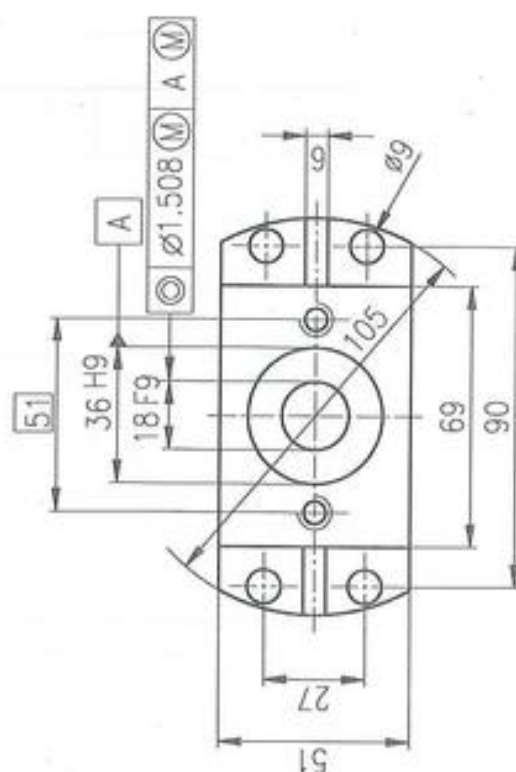
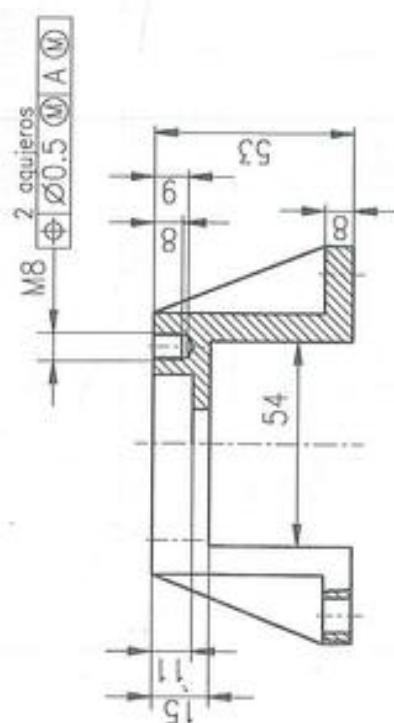


MODIFICACIONES		Tol. gen. Escala	1:2		Fecha		Nombre		Hoja nº		EDICION
										</	

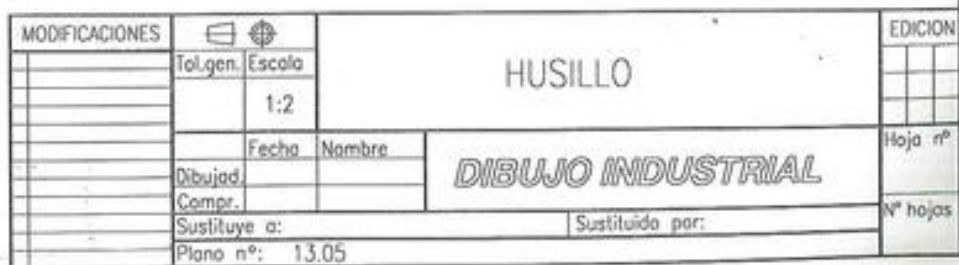


MODIFICACIONES			Tol. gen. Escala		Hoja nº		EDICION
			1:2				
			Fecha		Nombre		PRENSAESTOPAS
			Dibujado				DIBUJO INDUSTRIAL
			Construido				
			Sustituido a:		Sustituido por:		Nº Hojas
			Página nº: 13, 11				





MODIFICACIONES				PUENTE		EDICION	



- Estudiar el funcionamiento del conjunto
- Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
- Realizar el despiece acotado de las marcas 1, 2, 3, 6 y 7.

1. Funcionamiento

Las válvulas son conjuntos que permiten o impiden el paso de fluido.

En este caso, al girar el volante, se provoca la subida y bajada de la marca 2 (válvula). El husillo (marca 7) gira con el volante gracias a las caras planas que existen en su extremo superior. Por otra parte sólo le está permitido el giro, ya que su movimiento longitudinal está impedido por las marcas 5 y 6. Como consecuencia de esto y para poder realizar la labor de cierre de la válvula, la marca 2 o válvula no puede girar y debe tener unas caras planas que le permitan la subida y la bajada sin giro. El casquillo separador (marca 3) realiza una función de tope para que la válvula no ascienda en toda la longitud roscada del eje. Su agujero interior no va roscado, debe ser un agujero pasante, ya que si no haría función de contratuerca.

La tuerca de fijación del eje (marca 6) está roscada en un extremo. Para poder facilitar su montaje debe tener unas caras planas o unas muescas para poder utilizar una herramienta.

La empaquetadura es un elemento que evita la fuga de fluido entre el eje y el cuerpo superior. Para compactar la empaquetadura y evitar las fugas se dispone del elemento denominado prensaestopas (marca 9).

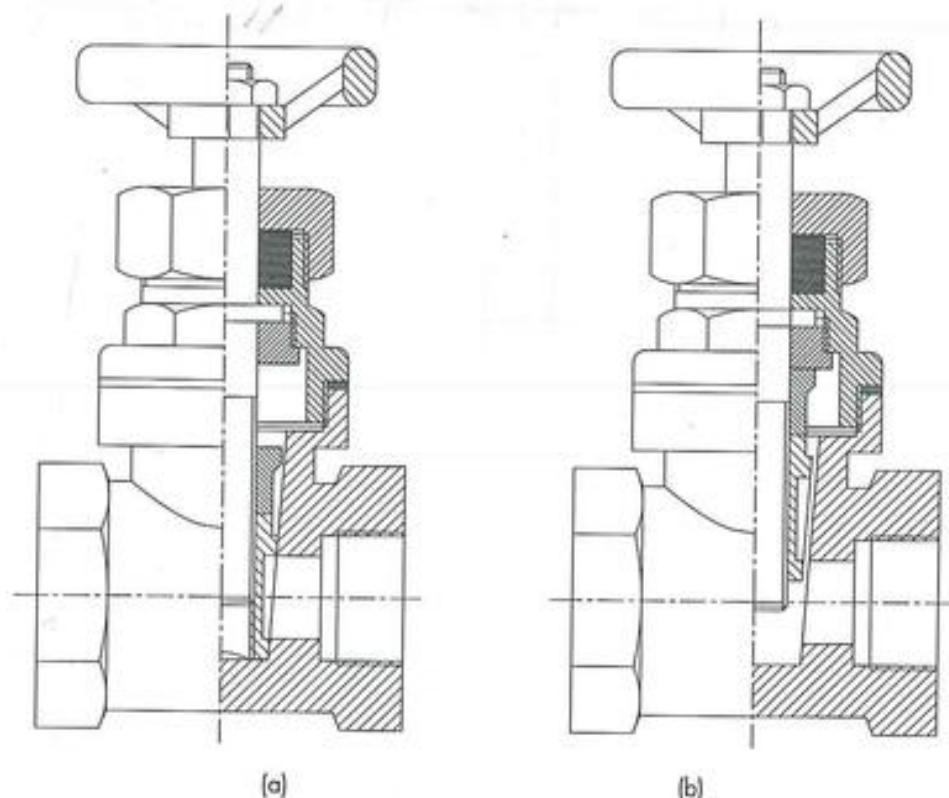
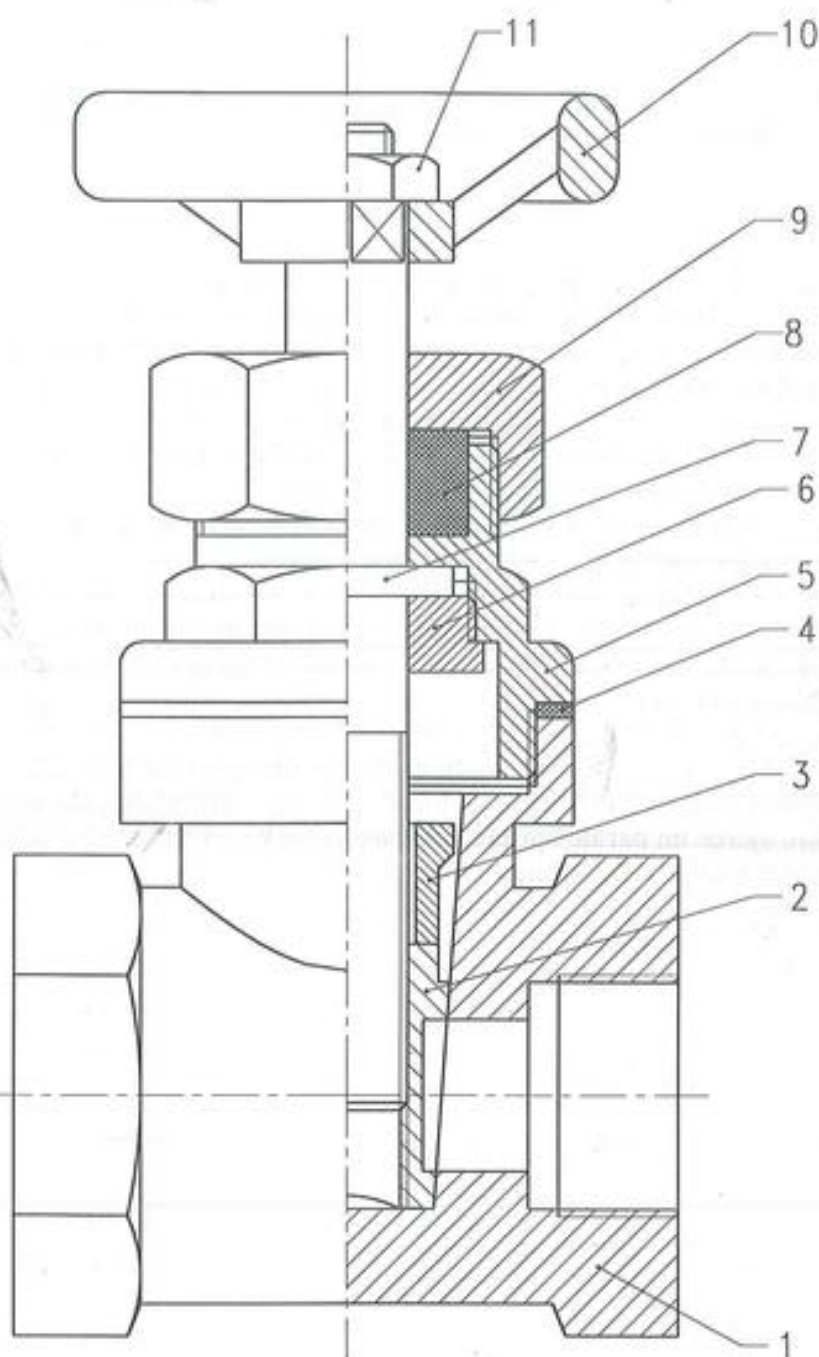


FIGURA 1. (a) Válvula de compuerta cerrada. (b) Válvula de compuerta completamente abierta



1	TUERCA	11	14.12		ACERO
1	VOLANTE	10	14.11		ACERO
1	PRENSAESTOPAS	9	14.10		ACERO
1	EMPAQUETADURA	8	14.09		CAUCHO
1	HUSILLO	7	14.08		ACERO
1	FIJACION HUSILLO	6	14.07		ACERO
1	CUERPO SUPERIOR	5	14.06		ACERO
1	JUNTA	4	14.05		CAUCHO
1	CASQUILLO SEPARADOR	3	14.04		ACERO
1	VALVULA	2	14.03		BRONCE
1	CUERPO	1	14.02		ACERO
No. PIEZAS	DENOMINACION	MARCA	PLANO No	MODELO	MATERIAL

MODIFICACIONES		VALVULA DE COMPUERTA			EDICION
	Tol.gen./Escala				
	1:1				
	Fecha	Nombre	DIBUJO INDUSTRIAL		Hoja nº
	Dibujad.				
	Compr.				
	Sustituye a:	Sustituido por:			Nº hojas
	Plano nº: 14.01				

- a) Estudiar el funcionamiento del conjunto
- b) Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
- c) Realizar el despiece acotado de las marcas 7 y 3.

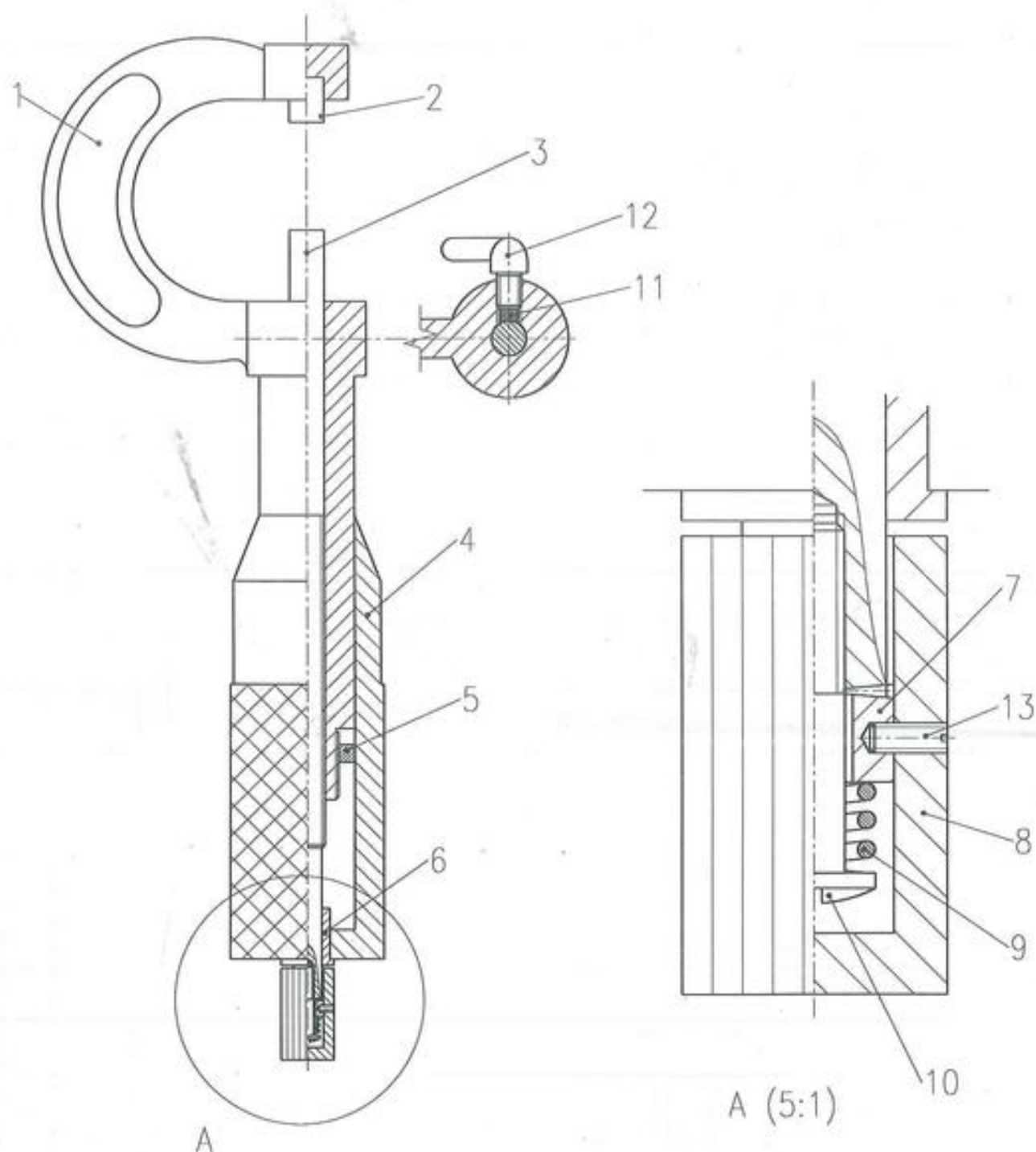
1. Funcionamiento

El micrómetro es un instrumento usado para medir dimensiones con precisión de micras. Para materializar la medida se debe apoyar las dos superficies extremas de la pieza a medir entre los extremos del tope fijo (marca 2) y del husillo (marca 3). Para ajustar la distancia entre estos dos topes se debe hacer girar el tambor (marca 4), que está rígidamente unido al husillo mediante la marca 6. El husillo tiene una zona roscada con la horquilla (marca 1), de forma que al girar el husillo respecto a la horquilla, el movimiento que permite la rosca provoca el desplazamiento longitudinal del husillo.

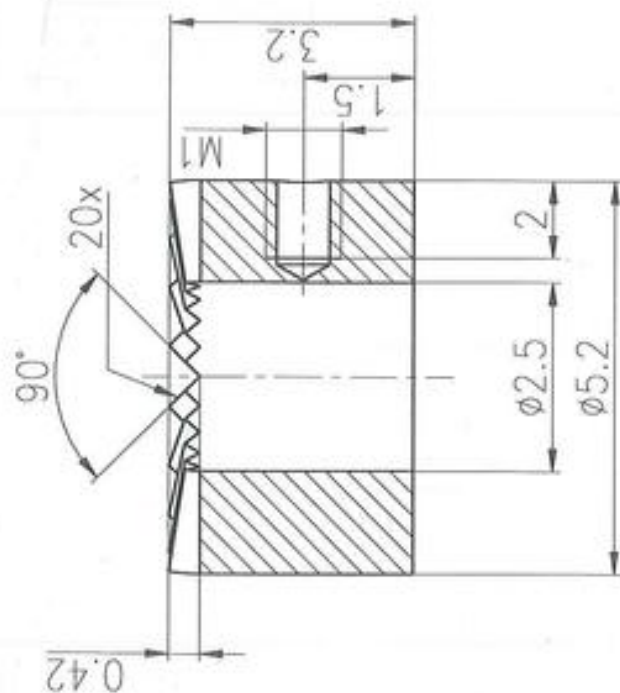
El micrómetro dispone de un mecanismo de embrague para no hacer excesiva presión con los extremos de las marcas 2 y 3 sobre la pieza a medir.

Un *embrague* es un mecanismo que transmite un movimiento de giro entre dos piezas que tienen una superficie común, de forma que la fijación de las dos piezas se hace solamente por el rozamiento que existe entre ambas. Cuando se supera este rozamiento, una pieza "patina" respecto a la otra.

El embrague (marca 7) está rígidamente unido al accionamiento (marca 8) mediante el prisionero (marca 13). Cuando se gira el accionamiento sin ejercer demasiada fuerza, el embrague arrastra en su movimiento de giro al husillo, produciendo el desplazamiento de éste. Sin embargo, si se ejerce un par de apriete demasiado fuerte, el embrague resbalará y no se producirá el desplazamiento del husillo.



1	PRISIONERO	13	15.14		ACERO	
1	ACCIONAMIENTO FRENO	12	15.13		ACERO	
1	FRENO	11	15.12		CAUCHO	
1	TORNILLO	10	15.11		ACERO	
1	MUELLE EMBRAGUE	9	15.10		ACERO	
1	ACCIONAMIENTO EMBRAGUE	8	15.09		ACERO	
1	EMBRAGUE	7	15.08		ACERO	
1	FIJACION HUSILLO-TAMBOR	6	15.07		ACERO	
1	TUERCA GUIA	5	15.06		ACERO	
1	TAMBOR	4	15.05		ACERO	
1	HUSILLO	3	15.04		ACERO	
1	TOPE FIJO	2	15.03		ACERO	
1	HORQUILLA	1	15.02		ACERO	
No piezas Denominacion		Marca	Plano	Modelo	Material	Peso
MODIFICACIONES						EDICION
		Tol. gen.	Escola			
			1:1			
		Fecha	Nombre			Hoja n°
		Dibujad.				
		Compr.				
		Sustituye a:				N° hojas
		Plano n°:	15.01			

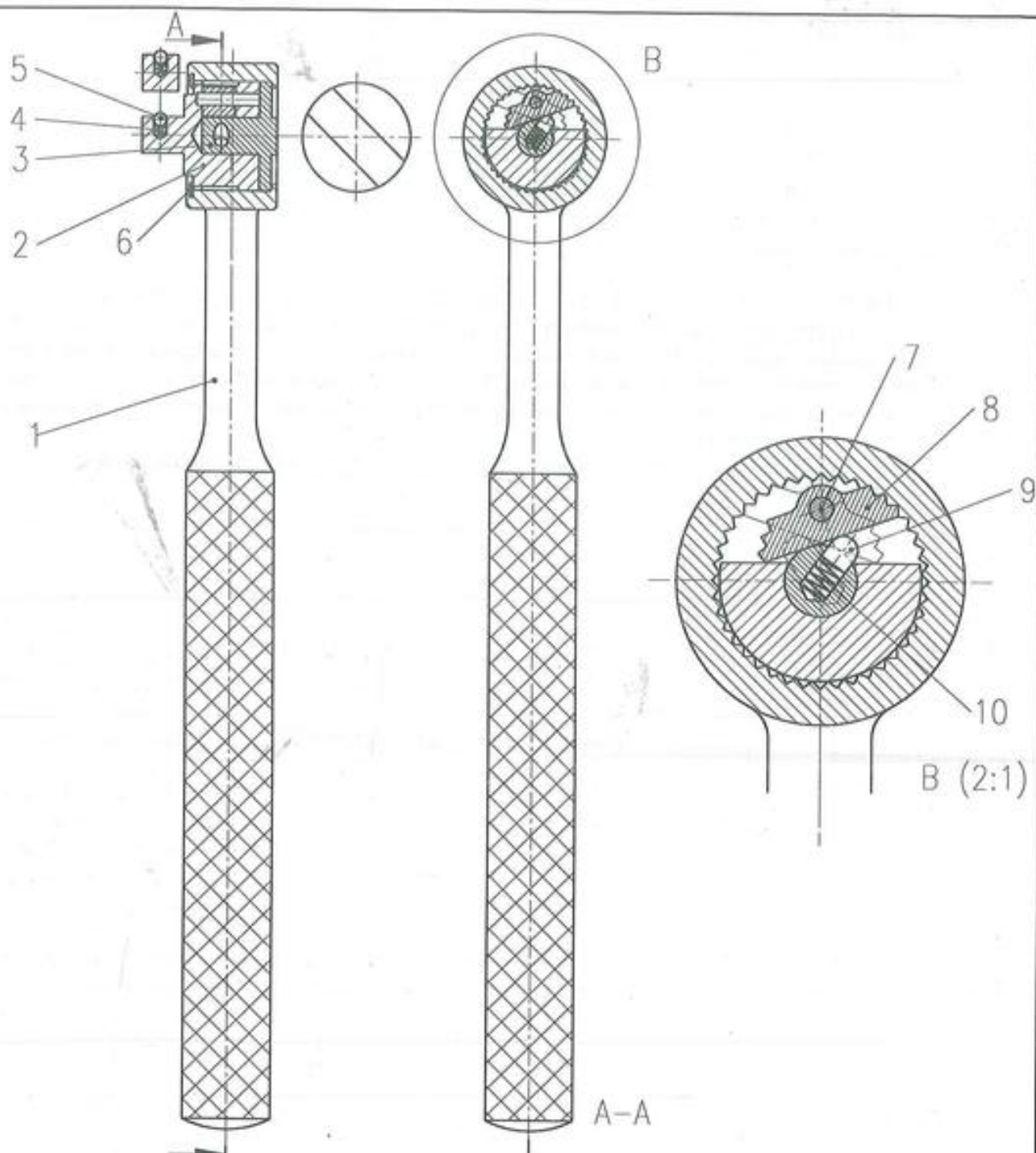


- a) Estudiar el funcionamiento del conjunto.
- b) Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
- c) Realizar el despiece acotado de las marcas 1, 2 y 3.

1. Funcionamiento

La llave de carraca permite apretar y aflojar uniones roscadas, mediante un accesorio que se acopla en el extremo cuadrado de la marca 2. Cuando se está girando en un sentido determinado, únicamente se puede transmitir par en ese sentido. Este tipo de mecanismo, que sólo permite transmitir par en un sentido, y no en el otro, se denomina *trinquete*. La llave de carraca tiene una pieza que girándola se invierte el sentido de transmisión de par del trinquete de que dispone.

En función de las explicaciones anteriores, explicar el funcionamiento de la llave.



1	MUELLE	10	16.11		ACERO	
1	FIADOR	9	16.10		ACERO	
1	TRINQUETE	8	16.09		ACERO	
1	PASADOR	7	16.08		ACERO	
1	ANILLO DE SEGURIDAD	6	16.07		ACERO	
1	FIADOR	5	16.06		ACERO	
1	MUELLE	4	16.05		ACERO	
1	INVERSOR SENTIDO GIRO	3	16.04		ACERO	
1	SOPORTE DE LLAVE	2	16.03		ACERO	
1	MANGO	1	16.02		ACERO	
No piezas	Denominacion	Marco	Plano	Modelo	Material	Peso
MODIFICACIONES	Tol. gen. Escala	LLAVE DE CARRACA				EDICION
	1:1					
	Fecha	Nombre	DIBUJO INDUSTRIAL			Hoja nº
	Dibujad.					
	Compr.					
	Sustituye a:		Sustituido por:			Nº hojas
	Plano nº: 16.01					

Del conjunto "Valvula de seguridad" se pide:

- 1) Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 2 y 11 sabiendo que es un ajuste indeterminado, con dimensión nominal 16, tal que el juego máximo no debe sobrepasar 20 μm y el aprieto máximo no debe pasar de 10 μm . Seleccionando el sistema de ajuste más conveniente.
- 2) Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 2 y 5 sabiendo que no debe sobrepasar 70 μm y ni ser menor de 15 μm .
- 3) Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 2 y 9 sabiendo que no debe sobrepasar 40 μm y ni ser menor de 2 μm .
- 4) Despiece acotado con indicación de las tolerancias determinadas cuando proceda de las marcas 1, 9, 11 y 12.
- 5) Sobre el despiece acotado de la marca 1, representar todas las tolerancias dimensionales y geométricas que se puedan deducir de los datos del problema, indicándose siempre que sea necesario la condición de máximo material y la forma de la zona de tolerancia más lógica:
 - a) Los espárragos de marca 13 son de *M10* (se considera despreciable su tolerancia dimensional). El agujero pasante correspondiente a estos espárragos es $\phi 11H13$. Establecer la tolerancia de posición de los taladros roscados de la marca 1 para garantizar su montaje con la marca 12 por medio de los espárragos de marca 13.
 - b) El ajuste entre las marcas 1 y 12 es $\phi 80H8/f7$ y el ajuste cilíndrico entre las marcas 1 y 11 es $\phi 70H8/f7$.
 - c) El montaje de la válvula de seguridad en la instalación hidráulica se hace por medio de las dos bridas de la marca 1. Las tuberías a las que se unen tienen también unas bridas idénticas. La unión entre bridas se realiza mediante tornillos *M18* cuya parte no roscada tiene un $\phi 18g6$ a los que corresponden unos agujeros pasantes en las bridas de $\phi 20H13$. Establecer la tolerancia de posición correspondiente para los agujeros de las bridas para garantizar el montaje de la válvula en la instalación. Diseñar y dibujar el calibre de verificación de dicha tolerancia.
 - d) Se define como elemento de referencia la superficie inferior de la brida de entrada.
 - e) La superficie de la marca 1 en la que apoya la marca 12 debe tener una tolerancia de planicidad de valor 0,1 mm y debe tener una tolerancia de paralelismo respecto a la referencia de valor 0,01 mm.
 - f) El eje de la superficie del ajuste entre 1 y 12 debe tener una tolerancia de perpendicularidad de valor 0 mm respecto a la referencia.
 - g) El eje de la superficie cilíndrica del ajuste entre 1 y 11 debe tener una tolerancia de perpendicularidad de valor 0 mm respecto a la referencia.
 - h) La superficie exterior de la brida de salida debe tener una tolerancia de perpendicularidad de valor 0,08 mm respecto a la referencia.

1. Solución

Dado que la marca 2 ajusta simultáneamente con varias piezas, el sistema de ajuste más adecuado será el de eje base.

Para el ajuste entre las marcas 2 y 11 se tiene:

$$D = 16 \text{ mm} \quad JM = 20 \mu\text{m} \quad AM = 10 \mu\text{m}$$

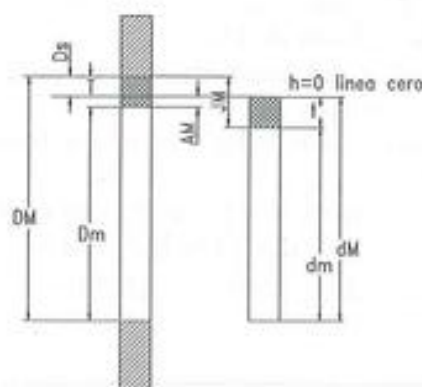
La tolerancia máxima que puede tener el ajuste indeterminado será:

$$TI = 20 + 10 = 30$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste ($D=16$) serán:

Agujero: IT7 = 18 Eje: IT7 = 11

El ajuste elegido será $_7/h6$.



$$\begin{aligned} JM &= 20 \geq D_s - d_i = D_s - (d_s - t) = D_s - 0 + 11 & \text{de donde } D_s &\leq 9 \\ AM &= 10 \geq d_s - D_i = d_s - (D_s - T) = 0 - D_s + 18 & \text{de donde } D_s &\geq 8 \end{aligned}$$

Se deberá cumplir que $8 \leq D_s \leq 9$, por lo que se tendrán las posiciones $J_s = 9$ por lo que el ajuste será $16 Js7/h6$. Dado que tanto $Js7$ como $h6$ son zonas de tolerancia preferentes, el ajuste se considera correcto. De esta forma se tendrá:

Elemento	ISO	T/t (μm)	Di/di (μm)	Ds/ds (μm)	Dm/dm (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	16 Js7	18	-9	9	15,991	16,009
Eje	16 h6	11	-14	0	15,989	16,000

TI (μm)	JM (μm)	AM (μm)
29	20	9

Para el ajuste entre las marcas 2 y 5 se tiene:

Por condiciones de funcionamiento, dado que el vástago (marca 2) se debe desplazar verticalmente respecto al prensaestopas (marca 5), el ajuste debe ser un *juego*. El sistema a considerar es eje base, impuesto por el ajuste anterior. La tolerancia del eje deberá ser además como máximo $h6$. De esta forma:

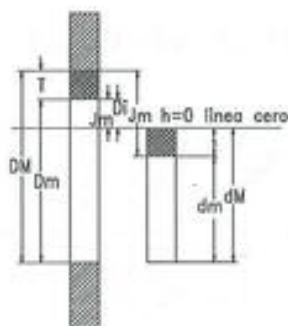
$$D = 16 \text{ mm} \quad JM = 70 \mu\text{m} \quad Jm = 15 \mu\text{m}$$

La tolerancia máxima que puede tener el juego será:

$$TJ = 70 - 15 = 55$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste ($D=16$) serán, manteniendo IT6 para el eje y manteniendo dos índices de calidad de diferencia entre eje y agujero como máximo:

Agujero: IT8 = 27 y Eje: IT6 = 11



$$JM = 70 \geq Ds - di = Di + T - (ds - t) = Di + T + t$$

$$Jm = 15 \leq Di - ds = Di - 0$$

$$\text{por lo que se tendrá: } 15 \leq Di \leq 70 - T - t$$

$$\text{de donde } Di \leq 70 - T - t$$

$$\text{de donde } Di \geq 15$$

Para calidades 8 y 6: $15 \leq Di \leq 70 - 27 - 11$ $15 \leq Di \leq 32$ por lo que se podrá tomar la posición $F=+16$ y el ajuste sería $16 F8/h6$ o la posición $E=+32$ por lo que se podría tener también el ajuste $16 E8/h6$.

De estos dos, se elegirá $16 F8/h6$ porque es $F8$ zona de tolerancia preferente de mayor importancia que $E8$. Así pues se tomará el ajuste $16 F8/h6$

Se tendrá pues:

Elemento	ISO	T/t (μm)	Di/di (μm)	Ds/ds (μm)	Dm/dm (μm)	DM/dM (μm)
Agujero	16 F8	27	16	43	16,016	16,043
Eje	16 h6	11	-11	0	15,989	16,000

TJ (μm)	Jm (μm)	JM (μm)
27+11=38	16>15	54<70

Para el ajuste entre las marcas 2 y 9 se tiene:

Por condiciones de funcionamiento, dado que el vástago (marca 2) se debe desplazar solidariamente con el soporte de resorte (marca 9), el ajuste debe ser un *aprieto*. El sistema a considerar es eje base, impuesto por los ajustes anteriores. La tolerancia del eje deberá ser además como máximo $h6$. De esta forma:

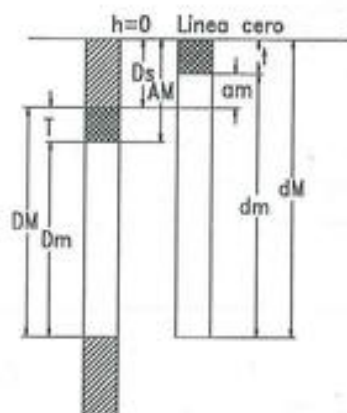
$$D = 16 \quad AM = 40 \quad Am = 2$$

La tolerancia máxima que puede tener el aprieto será:

$$TA = 39 - 2 = 37$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste ($D = 16$) serán, manteniendo $H6$ para el eje.

Agujero: $IT7 = 18$ y Eje: $IT6 = 11$



Condiciones:

$$Am = 2 \leq di - Ds = (ds - t) - Ds = 0 - t - Ds$$

$$AM = 39 \geq ds - Di = ds - (Ds - T) = 0 - Ds + T$$

de donde:

$$T - 39 \leq Ds \leq -2 - t$$

Para calidades 7 y 6: $18 - 39 \leq Ds \leq -2 - 11$ $-21 \leq Di \leq -13$ por lo que se podrá tomar la posición $S = -21$ y el ajuste sería $16 S7/h6$ o la posición $R = -16$ por lo que se podría tener también el ajuste $16 R7/h6$.

De estos dos, tanto $S7$ como $R7$ son zonas de tolerancia preferente de igual importancia, por lo que de los dos ajustes se elegirá el que tenga mayor tolerancia. Veamos cual es:

Para $16 S7/h6$:

Elemento	ISO	T/t (μm)	Di/di (μm)	Ds/ds (μm)	Dm/dm (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	16 S7	18	-39	-21	15,961	15,979
Eje	16 h6	11	-11	0	15,989	16,000

TA (μm)	Am (μm)	AM (μm)
18+11=29	10>2	39<40

Para 16 R7/h6:

Elemento	ISO	T/t (μm)	Di/di (μm)	Ds/ds (μm)	Dm/dm (mm)	DM/dM (mm)
Agujero	16 R7	18	-34	-16	15,966	15,984
Eje	16 h6	11	-11	0	15,989	16,000

TA (μm)	Am (μm)	AM (μm)
18+11=29	5>2	34<40

Para los dos ajustes la tolerancia de aprieto es 29 por lo que, dado que tanto S7 como R7 son zonas de tolerancia preferentes y dado que los ajustes 16 S7/h6 y 16 R7/h6 tienen ambos la misma tolerancia, se podrá elegir indistintamente cualquiera de ellos. Por ejemplo, se elige el ajuste 16 R7/h6.

La dimensión nominal de los espárragos de marca 13 es 10 mm. No se considera tolerancia dimensional (el enunciado dice que se debe despreciar) por lo que se considerará la condición más desfavorable de montaje la dimensión nominal. Los agujeros pasantes de la marca 12 tienen una dimensión de $\phi 11H13$, a los que corresponde una condición de máximo material de 11. Para garantizar el montaje se tendrá una zona de tolerancia de posición de valor $\phi 11 - \phi 10 = \phi 1$, que se deberá repartir a partes iguales para la posición de los agujeros pasantes de la marca 12 y para los taladros roscados que sirven para fijar los espárragos en la marca 1. Así pues, la tolerancia de posición a establecer en la marca 1 será de valor $\phi 0,5$ para los seis taladros roscados de M10 distribuidos a 60° en un círculo de $\phi 145$ mm. No se considera condición de máximo material ya que el agujero roscado no está sujeto a tolerancias dimensionales.

La dimensión de la parte no roscada de los tornillos de unión entre bridas es $\phi 18g6$. La condición más desfavorable de montaje es el máximo material, correspondiente a $18 - 0,006 = 17,994$ mm. Los agujeros pasantes de las bridas de la marca 1 tienen una dimensión de $\phi 20H13$, a los que corresponde una condición de máximo material de 20. Para garantizar el montaje se tendrá una zona de tolerancia de posición de valor $\phi 20 - \phi 17,994 = \phi 2,006$ para cada uno de los agujeros pasantes de la marca 1. Así pues, la tolerancia de posición a establecer en la marca 1 será de valor $\phi 2,006$ para los agujeros pasantes de las dos bridas, distribuidos a 90° en un círculo de $\phi 140$. Dado que los agujeros pasantes están sujetos a tolerancia dimensional, se debe considerar condición de máximo material.

Las demás tolerancias geométricas y dimensionales son de representación directa sobre el plano de despiece. Aquellas tolerancias geométricas que afectan a elementos con dimensiones afectadas de tolerancias dimensionales, deben establecerse en condición de máximo material.

El calibre de verificación de la tolerancia de posición de los agujeros pasantes de las bridas estará formado por un disco en el que se sitúan cuatro tetones macizos de diámetro $20 - 2,006 = 17,994$ mm situados sobre un círculo de diámetro 140 mm y separados entre sí 90° (ver figura adjunta).

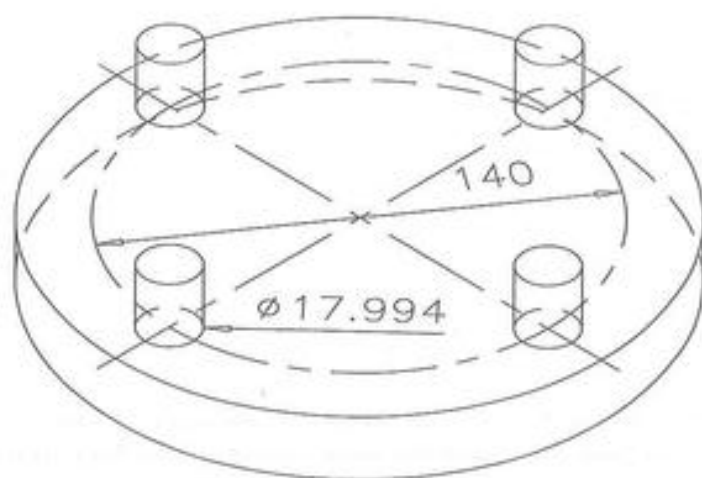
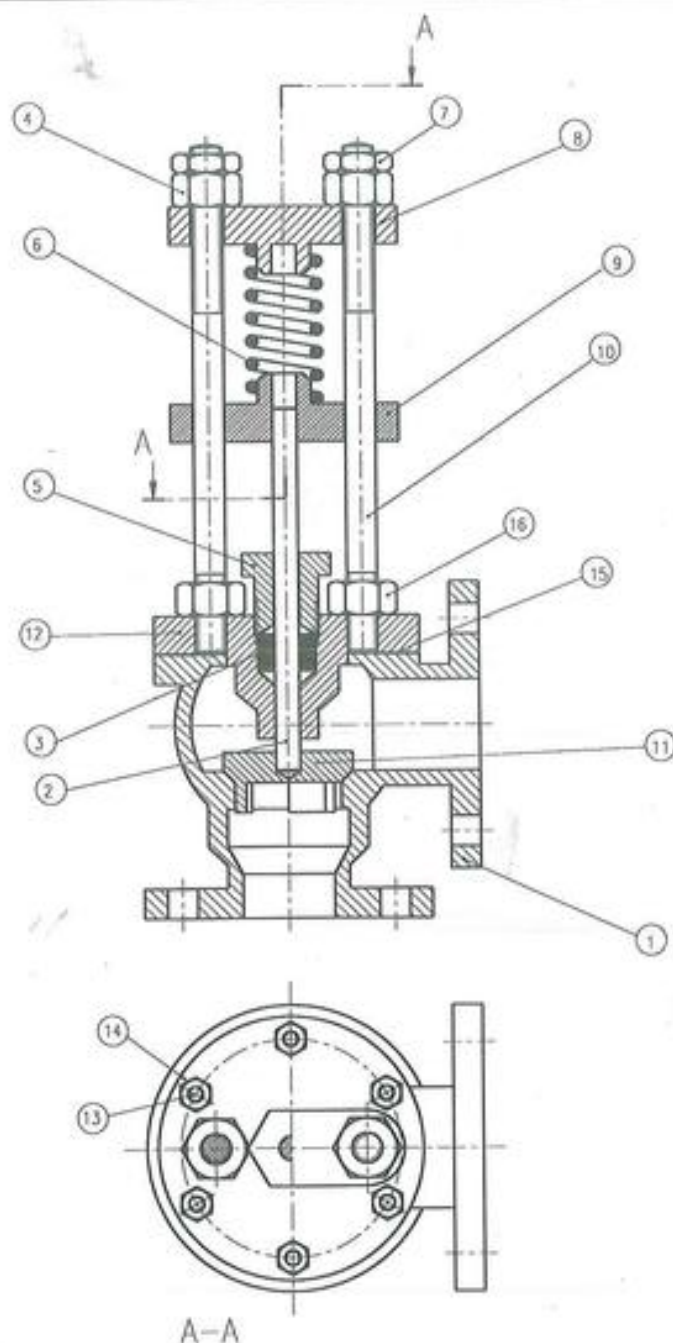
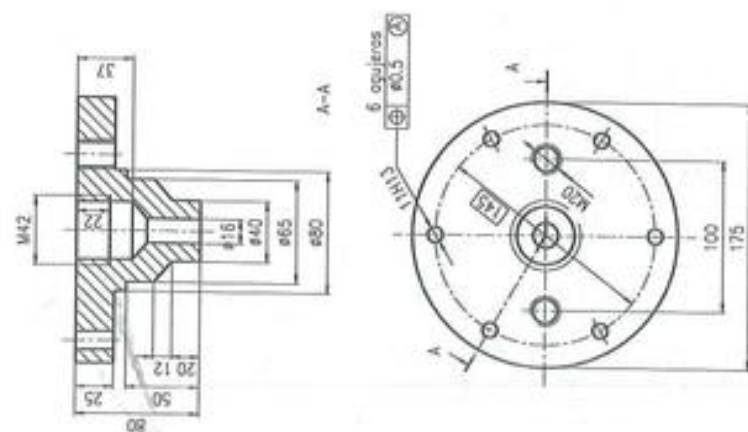


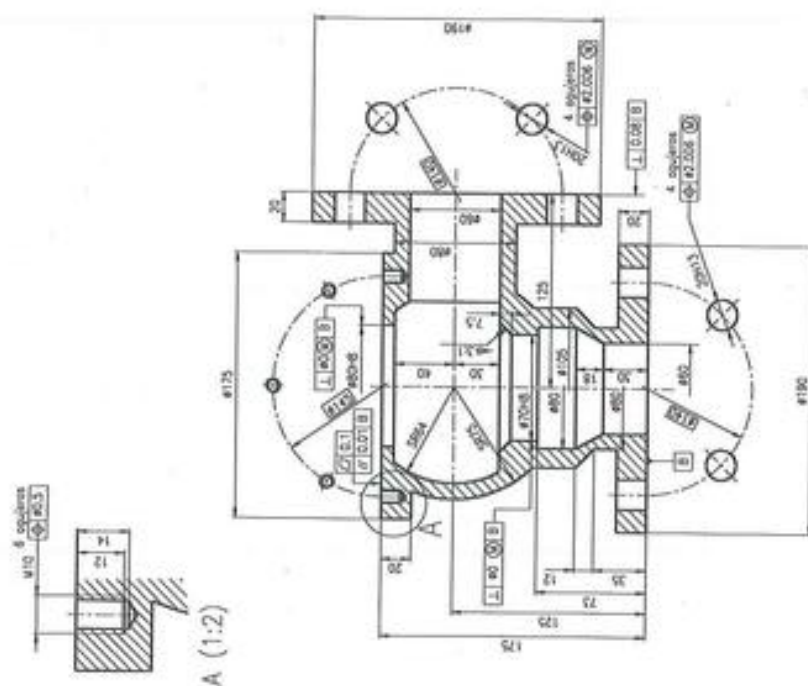
Figura 1. Calibre para la verificación de la posición de los agujeros pasantes de la brida



2	Tuerca	16		M20 DIN934	Acero	
1	Junta	15	17.11		Caucho	
6	Tuerca	14		M10 DIN934	Acero	
6	Esparrago	13			Acero	
1	Tapa	12	17.10		Acero	
1	Cierre	11	17.09		Bronce	
2	Esparrago	10			Acero	
1	Soporte de resorte	9	17.08		Acero	
1	Puente	8	17.07		Acero	
2	Contratuerca	7		M20 DIN936	Acero	
1	Resorte	6	17.06		Acero	
1	Prensaestopos	5	17.05		Acero	
2	Tuerca	4		M20 DIN934	Acero	
1	Empaquetadura	3	17.04		Caucho	
1	Vástago	2	17.03		Acero	
1	Cuerpo valvulo	1	17.02		Fundicion	
N.piezas		Denominacion		Marca/Plano N.	Modelo	Material
MODIFICACIONES				VALVULA DE SEGURIDAD		EDICION
		Tol/gen. Escala				
		1:5				
		Fecha		Nombre		Hoja nº
		Dibujad.		DIBUJO INDUSTRIAL		Nº hojas
		Compr.				
		Sustituye a:				Sustituido por:
		Plano nº: 17.01				



MODIFICACIONES		EDICION		Hoja nº		Nº Hojas	
TITULO		Escala		Fecha		Nombre	
CUERPO VALVULA		1:5					
AUTOR		DISEÑO INDUSTRIAL		Sustituido por:		17.02	
FECHA		17.02					



MODIFICACIONES		EDICION		Hoja nº		Nº Hojas	
TITULO		Escala		Fecha		Nombre	
TAPA		1:5					
AUTOR		DISEÑO INDUSTRIAL		Sustituido por:		17.10	
FECHA		17.10					

- Estudiar el funcionamiento del conjunto.
- Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
- Elegir los elementos normalizados que intervienen en el conjunto, siguiendo las indicaciones del conjunto.
- Realizar el despiece acotado de las marcas 1, 2, 3, 4 y 5.

1. Solución

Rodamientos:

Tipo de rodamientos: Rodamientos de bolas a rótula.

Dimensiones medidas:

$$d = 77,5 \text{ mm} \quad D = 170 \text{ mm} \quad b = 56 \text{ mm}$$

Posibilidades:

Modelo 2315: $d = 75 \text{ mm}$ $D = 160 \text{ mm}$ $b = 55 \text{ mm}$

Modelo 2316: $d = 80 \text{ mm}$ $D = 170 \text{ mm}$ $b = 58 \text{ mm}$

Se considera como más aproximado el modelo 2316, aunque en las soluciones se indican también las dimensiones para el 2315:

- Si se elije el modelo 2316:

Tuerca: M 80 $\times$ 2

Arandela 80: F = 10 M = 76,5

- Si se elije el modelo 2315:

Tuerca: M 75 $\times$ 2

Arandela 75: F = 8 M = 71,5

Chavetas:

Chaveta A 28 x 16 x 90

Chaveta B 20 x 12 x 70

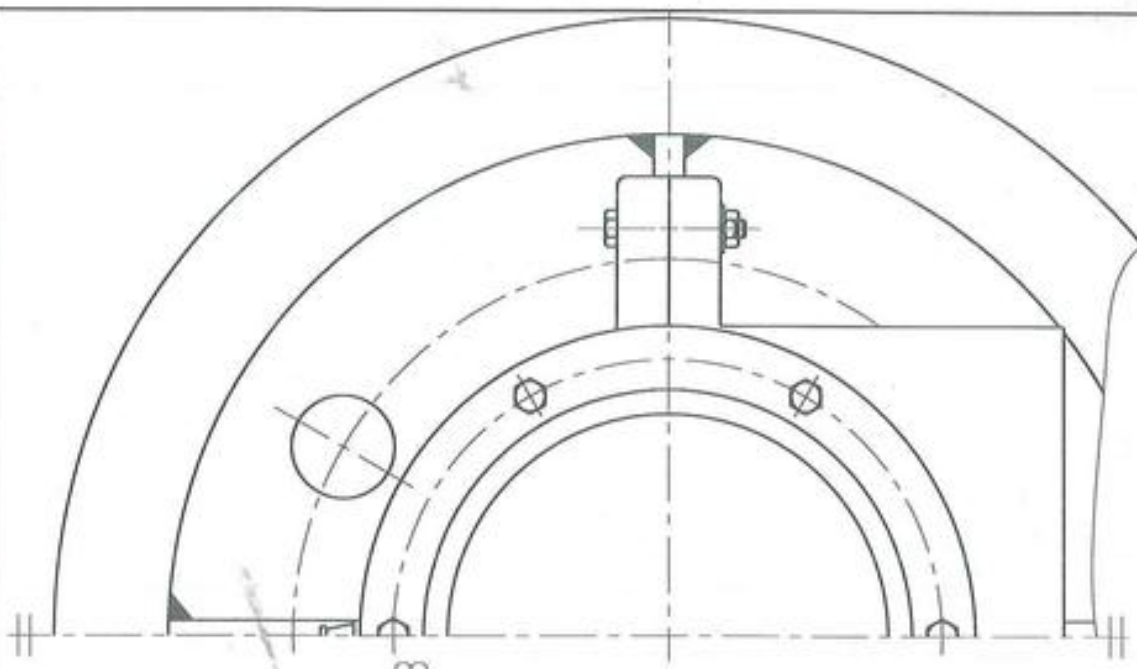
Obturadores:

Obturador modelo 70 x 82 x 4

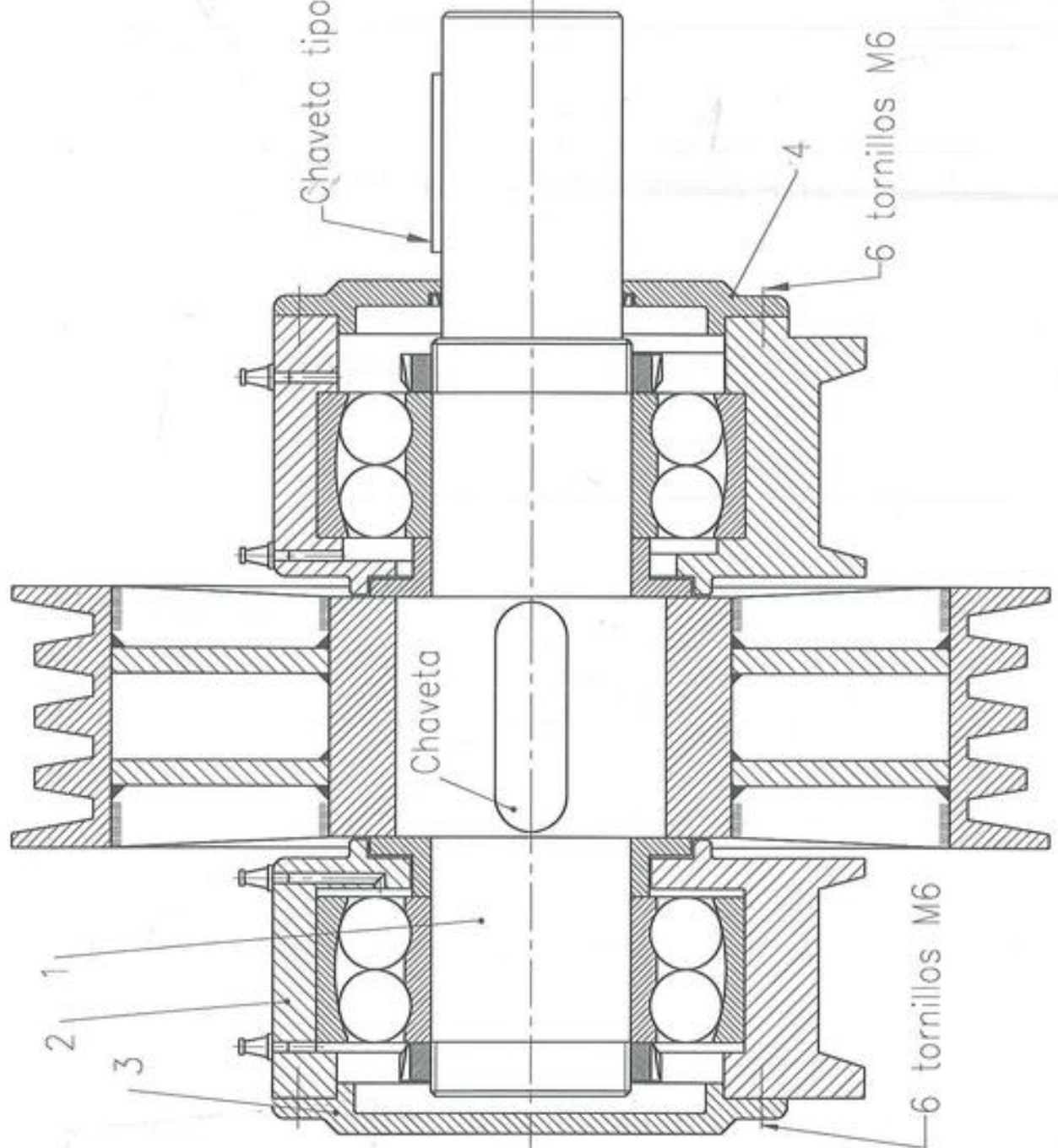
Tornillos:

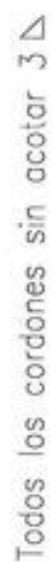
Tornillos M6

Agujero pasante $\phi 6,6$ (serie media)



MODIFICACIONES		EDICION	
Título		SOPORTE PARA POLEA	
Escala		1:2,5	
Autor		DIBUJO INDUSTRIAL	
Revisor		Escala	
Fecha		Hoja nº	
Hoja nº		Nº Hojas	
Papel nº		18.01	





Todos los cordones sin acotar 3Δ

498

- Estudiar el funcionamiento del conjunto
- Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
- Elegir los elementos normalizados que intervienen en el conjunto
- Realizar el despiece acotado de las marcas 1, 6, 2 y 5.

1. Solución

Elementos normalizados

RODAMIENTOS:

Marca 12:

Modelo 6004

Dimensiones: $d = 20$, $D = 42$, $b = 12$.

Medidas que determina:

Diámetro de acoplamiento con marcas 2 y 5, $d = 20$.

Marca 8:

Corona de agujas

Dimensiones: $d = 12$, $D = 15$, $b = 10$.

Medidas que determina:

Diámetro de exterior del bulón de marca 7 ($d = 12$).

Diámetro del alojamiento superior de la biela de marca 1 ($D = 15$).

Medidas que condiciona:

Ancho de la cabeza superior de la biela (marca 1) (> 10). Se toma 11,8.

Anillo de seguridad a utilizar (marca 9). Se debe elegir un anillo para alojamiento para $d=12$. Se elige el anillo 12×1 DIN 472 con $m = 1,1$ y $d_2 = 12,5$.

La elección de este anillo de seguridad impone sobre el pistón las cotas de m y d_2 anteriormente citadas.

Marca 4:

Corona de agujas.

Dimensiones: $d = 16$, $D = 22$, $b = 11$.

Medidas que determina:

Diámetro de exterior de la muñequilla de marca 3 ($d = 16$).

Diámetro del alojamiento inferior de la biela de marca 1 ($D = 22$).

Medidas que condiciona:

Ancho de la cabeza inferior de la biela de marca 1 (> 11). Se toma 11,8.

ANILLOS OBTURADORES:

Marca 10:

Modelo $19 \times 27 \times 4$.

Dimensiones: $d = 19$, $D = 27$, $b = 4$.

Medidas que determina:

Diámetro de acoplamiento con marcas 2 y 5, $d = 19$.

FORMAS Y DIMENSIONES NORMALIZADAS.

Marca 2:

Extremo de eje cónico $\phi 16 \times 40$ DIN 1448.

Impone las dimensiones de la lengüeta marca 11 ya que la norma DIN 1448 indica la lengüeta que se debe utilizar.

Marca 5:

Perfil de eje nervado B 6x13x16 DIN 5463.

Extremo roscado con *M10*.

LENGÜETAS:

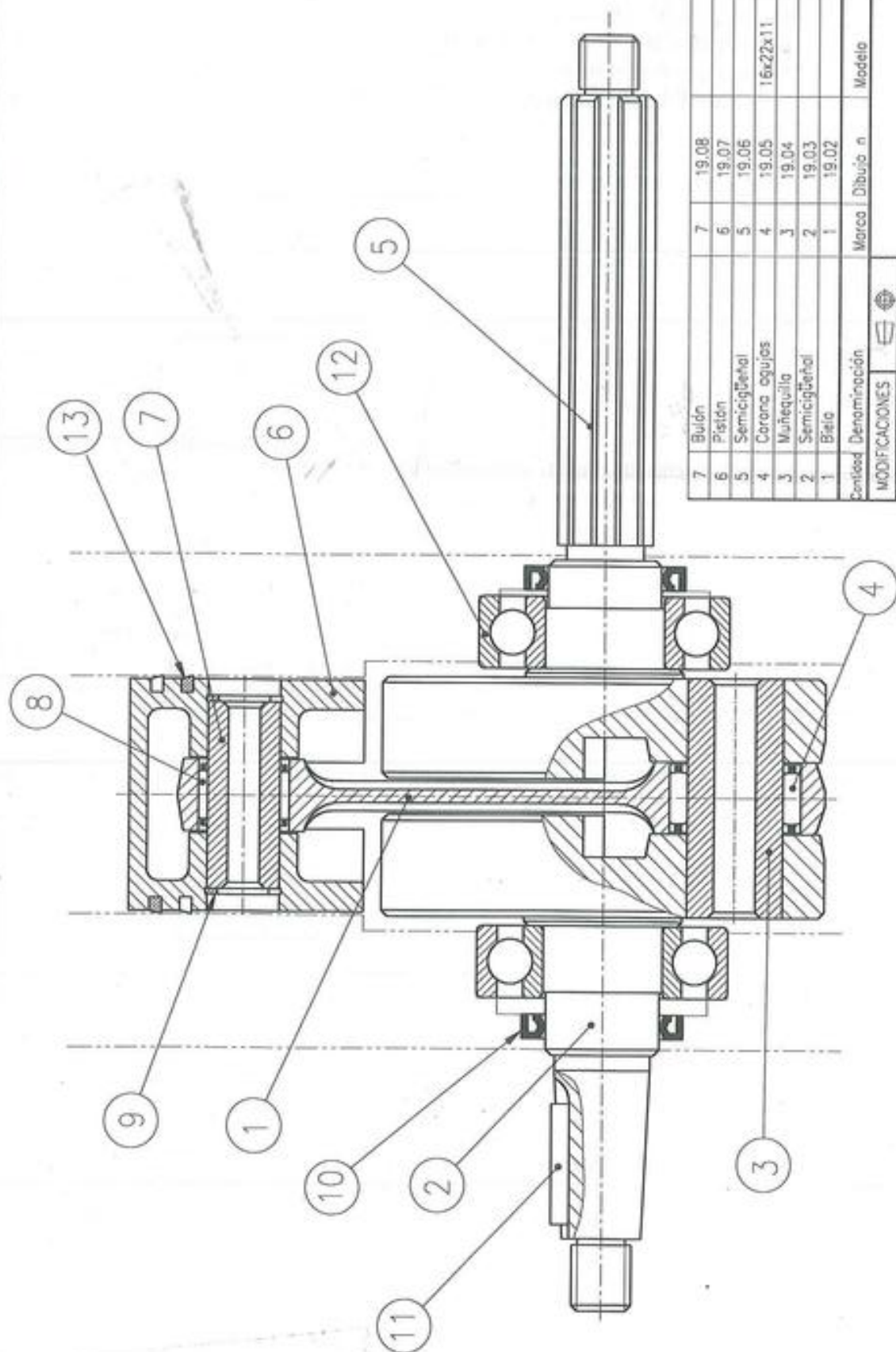
Marca 11:

Modelo 3x3x20 DIN 6885.

Dimensiones: $b = 3$, $t_1 = 2,5$, $L = 20$.

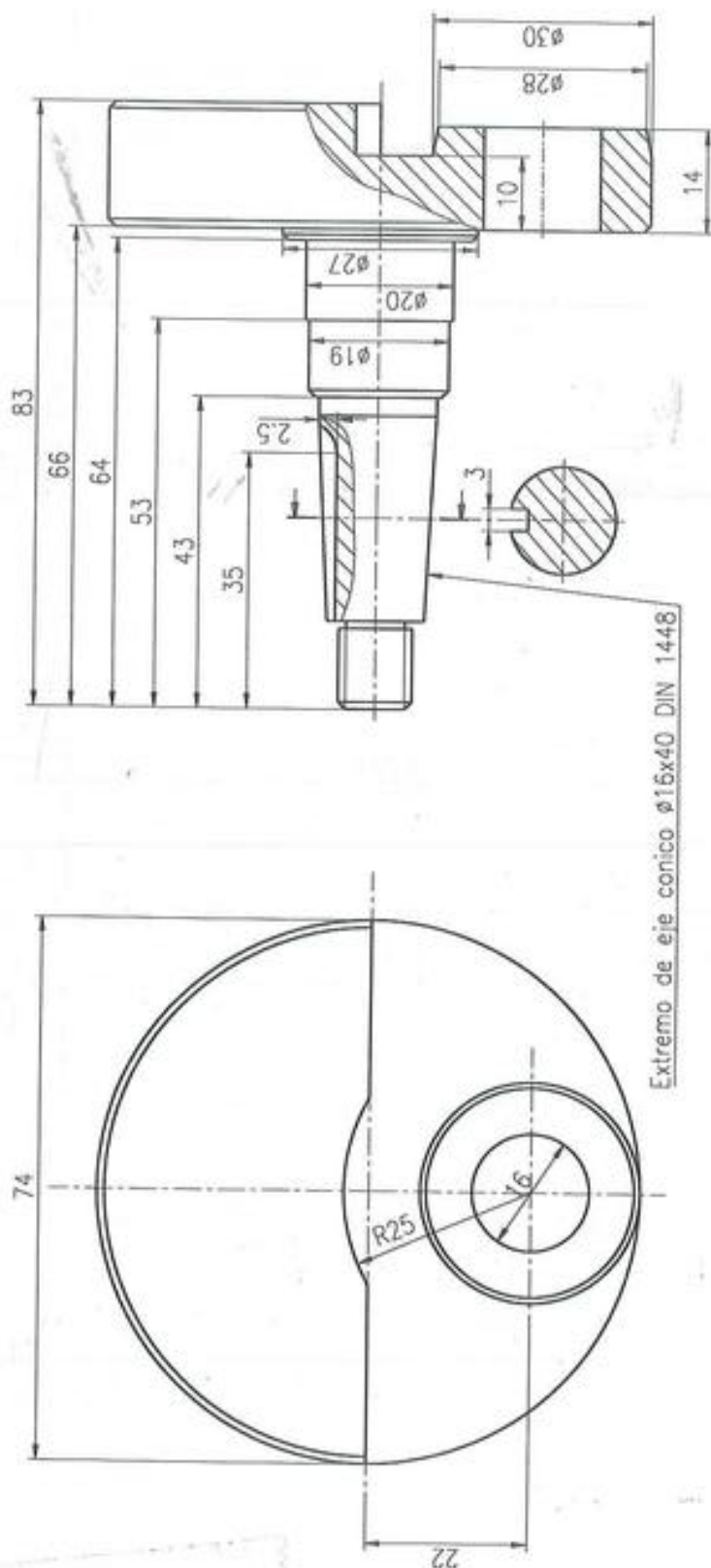
Medidas que determina:

Medidas de la ranura sobre la marca 2.



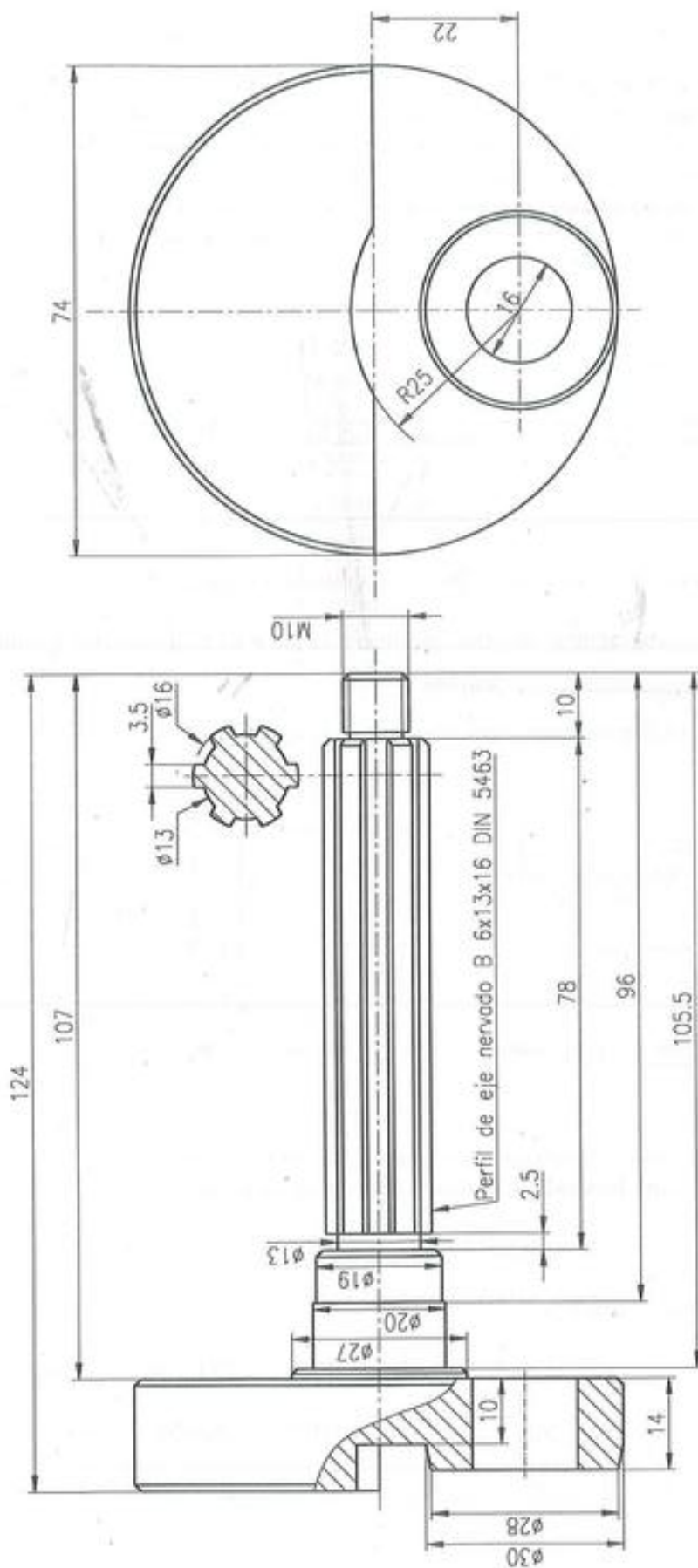
7	Bulón	7	19.08		Acero	
6	Pistón	6	19.07		Acero	
5	Semicigñal	5	19.06		Acero	
4	Corona agujas	4	19.05	16x22x11		
3	Muñequillo	3	19.04		Acero	
2	Semicigñal	2	19.03		Acero	
1	Bielu	1	19.02		Acero	
Cantidad Denominación		Marco	Dibujo n	Modelo	Material	Peso Observaciones
MODIFICACIONES		 Tolgen. Escola		EDICION		
		1:1				
		Fecha	Nombre	Hoja nº		
		Dibujad.				
		Comar.				
		Sustituye a:		Nº hojas		
		Plano nº: 19.01		Sustituido por:		

Identificación	Descripción	Material	Peso	Observaciones
2	Segmento	13	19.09	
2	Radamiento	12	6004	
1	Lengüeta	11	B 3x3x20 DIN6885	
2	Oblitador	10	19x27x4	
2	Anillo elastico	9	12x1 DIN472	
1	Corona de agujas	8	12x15x10	



Todos los choflenes sin acotar son 1x45'

MODIFICACIONES					EDICION
	Tel. gen.	Escala	SEMICIGÜENAL		
		1:1			
			Fecha	Nombre	Hoja nº
			Dibujad		
			Comar.		
			Sustituye a:		Nº hojas
			Sustituido por:		
			Plano nº: 19.03		



Todos los choflones sin acotar son 1x45"

- Estudiar el funcionamiento del conjunto
- Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
- Elegir los elementos normalizados que intervienen en el conjunto
- Realizar el despiece acotado de las marcas 1, 2, 3, 4 y 6.
- En el conjunto "Rueda orientable" se sabe que en los rodamientos radiales, en el aro que va montado con juego se permite un Juego comprendido entre $0 \mu\text{m}$ y $35 \mu\text{m}$ y en el aro que va montado con aprieto, se permite un Aprieto comprendido entre $0 \mu\text{m}$ y $30 \mu\text{m}$. Determinar las tolerancias dimensionales ISO normalizadas que se deben aplicar a las piezas que ajustan con los rodamientos radiales que cumplan los requisitos anteriores.

1. Solución

El rodamiento de marca 7 es el modelo 6004.

Las dimensiones del rodamiento son:

$$\phi 20_{-0,010}^0 \times \phi 20_{-0,011}^0 \times 12$$

El aro montado con aprieto, que es el aro exterior, debe cumplir un aprieto máximo $\leq 30 \mu\text{m}$ y un aprieto mínimo $\geq 0 \mu\text{m}$.

El aro montado con juego debe cumplir un juego máximo $\leq 35 \mu\text{m}$ y un juego mínimo $\geq 0 \mu\text{m}$.

- El aro interior del rodamiento tiene $\phi 20_{-0,010}^0$ y encaja con el eje de marca 3 con un juego máximo $JM \leq 0,035$ y un juego mínimo $Jm \geq 0$. (Figura 1):

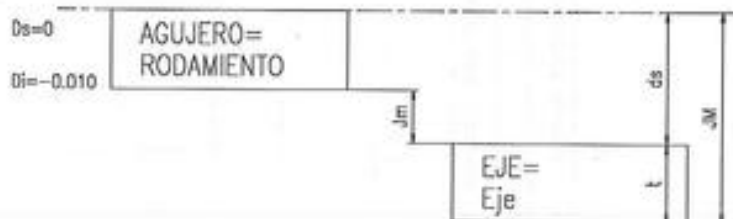


FIGURA 1. Ajuste con juego entre aro interior del rodamiento y eje.

$T + t \leq 0,035$, $T = 0,01$, de donde $t \leq 0,025$. Se tomará IT7 con $t = 0,021$.

De esta forma se tendrá, estableciendo la condición de juego mínimo:

$$Jm = 0,0 \leq Di - ds = -0,0 - ds, \text{ de donde, } ds \leq -0,010 - 0,0 = -0,010$$

Estableciendo la condición de juego máximo:

$$JM = 0,035 \geq Ds - di = 0 - (ds - t) = -ds + 0,021, \text{ de donde } -0,011 \leq ds \leq -0,010$$

No existe ningún valor por lo que se tomará IT6 con $t = 0,013$ y se tendrá:

$$0,035 \geq -ds + 0,013, \text{ de donde } -0,022 \leq ds \leq -0,010$$

por lo que se tomará la posición f con $ds = -0,020$ y la tolerancia para el eje será: $20 f 6$.

- 2) El aro exterior del rodamiento tiene $\phi 42_{-0,011}^0$ y encaja con el alojamiento en la rueda con un aprieto máximo $AM \leq 0,030$ y un aprieto mínimo $Am \geq 0,0$ (Figura 2):

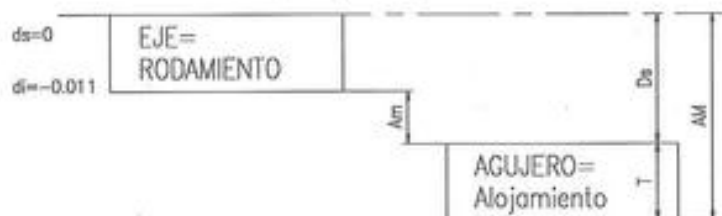


FIGURA 2. Ajuste con aprieto entre aro exterior del rodamiento y alojamiento.

$T + t \leq 0,030$, $t = 0,011$, de donde $T \leq 0,019$. Se tomará IT6 con $T = 0,016$. De esta forma se tendrá, estableciendo la condición de aprieto mínimo:

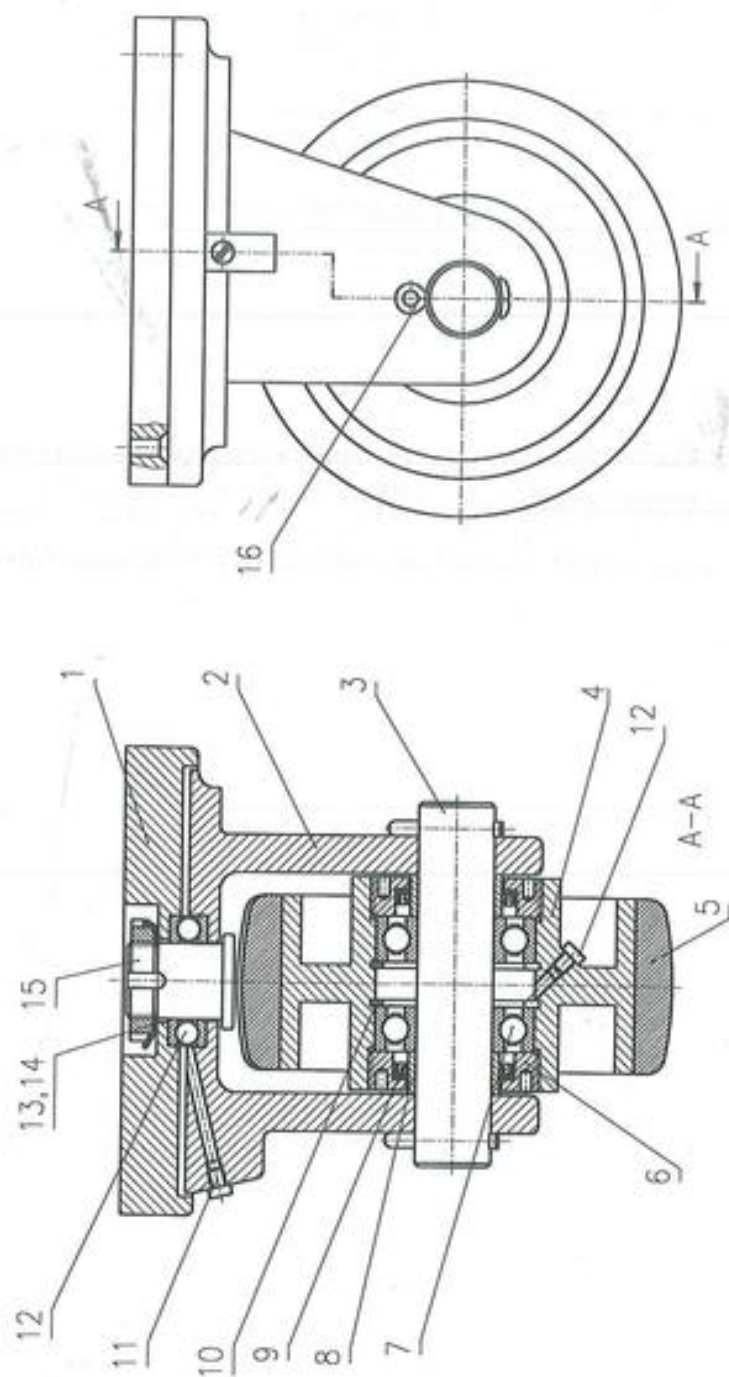
$$Am = 0,0 \leq di - Ds = -0,011 - Ds, \text{ de donde, } Ds \leq -0,011 - 0,0 = -0,011$$

Estableciendo la condición de aprieto máximo:

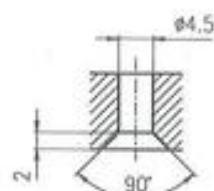
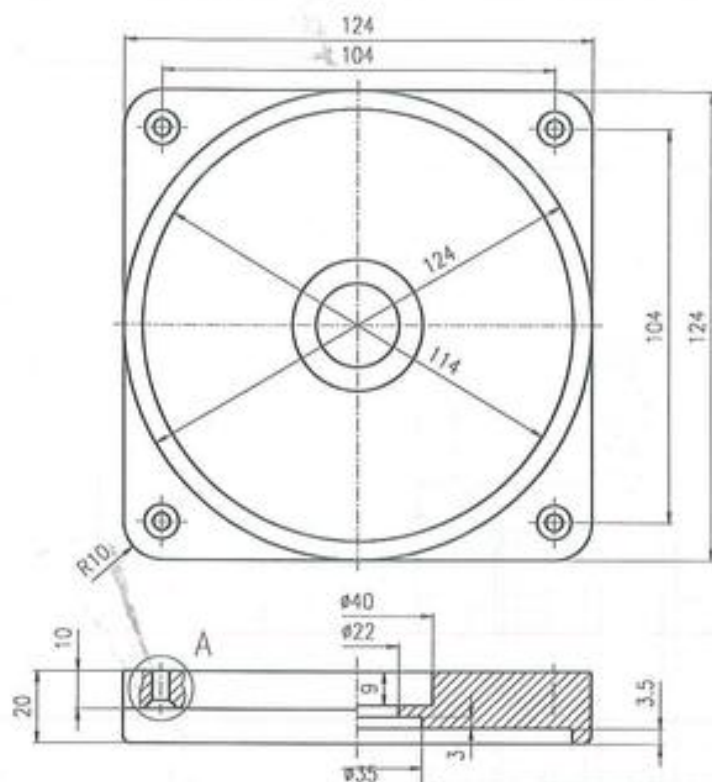
$$AM = 0,030 \geq ds - Di = 0 - (Ds - T) = -Ds + T, \text{ de donde } Ds \geq -0,030 + 0,016 = -0,014$$

Se tendrá $-0,014 \leq Ds \leq -0,011$ por lo que se tomará la posición N con $Ds = -0,012$.

De esta forma es posible elegir la tolerancia del alojamiento $42 N 6$. Además $N 6$ es zona de tolerancia preferente.

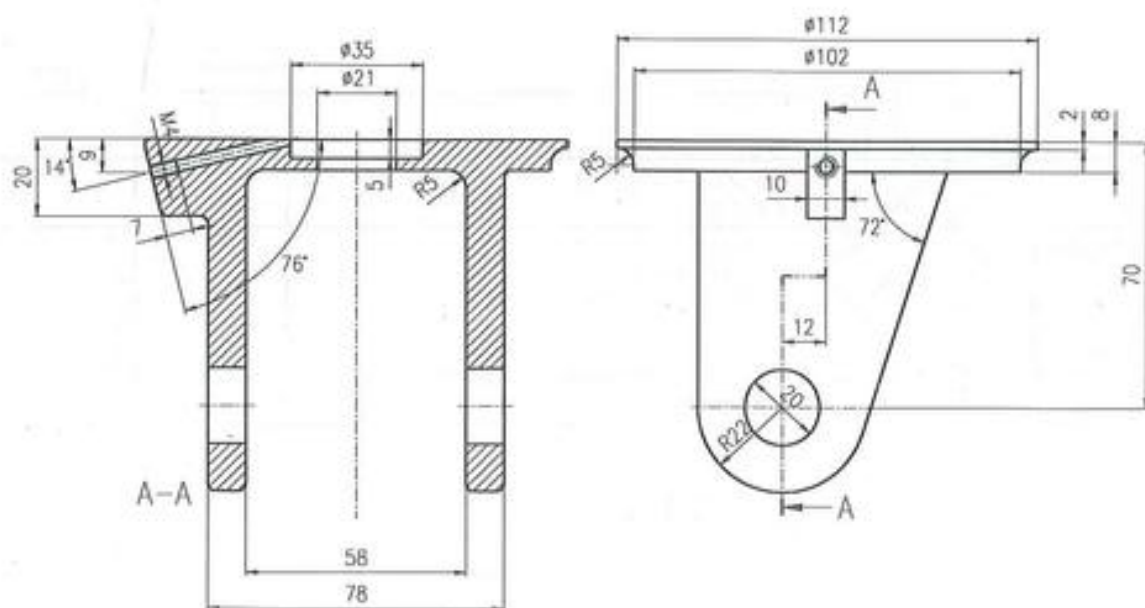


2	Posador	16	5x25 UNE17059		1	Rueda	4	20.05	Acero
1	Pivote	15	20.10	Acero	1	Eje	3	20.04	Acero
1	Arandela de retencion	14	20 UNE18036		1	Horquilla	2	20.03	Funcion
1	Tuerca de fijacion	13	E M20x1 UNE18035		1	Soporte	1	20.02	Funcion
1	Rodamiento	12	51104		Na piezas Denominacion		Marca Plana	Modelo	Material
2	Tapon de engrase	11	20.09	Acero	MODIFICACIONES				
2	Anillo de seguridad	10	42x1.75 DIN472		Eligen Escala				
2	Reten	9	24x32x4		1:2				
2	Separador	8	20.08	Acero	Fecha Nombre				
2	Rodamiento	7	6004		Dibujos				
2	Lapa	6	20.07	Acero	Conocer				
1	Llanta	5	20.06	Caucho	Sustituye a:				
Na piezas Denominacion		Marca Plana	Modelo		Plano n°: 20.01				
					Sustituido por:				
					Rueda ORIENTABLE				
					DIBUJO INDUSTRIAL				
					Hoja n°				
					N° hojas				



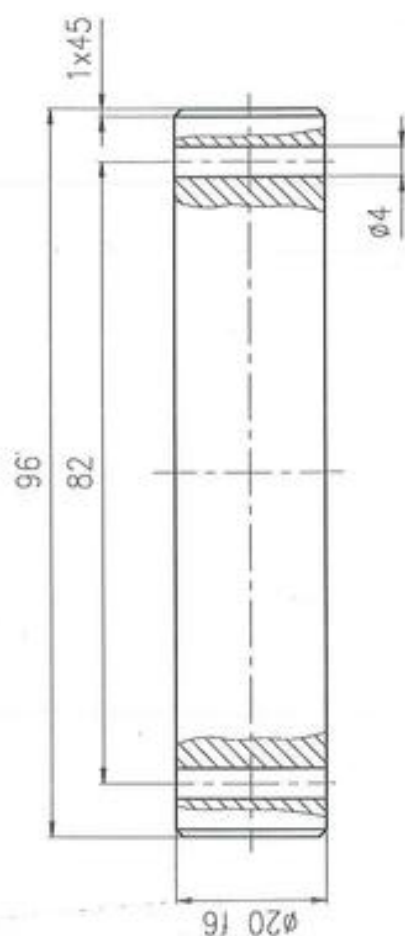
A (1:1)

MODIFICACIONES		Tol. gen. Escala		SOPORTE		EDICION
			1:2			
		Fecha	Nombre	DIBUJO INDUSTRIAL		Hoja nº
		Dibujad.	Compr.			Nº hojas
		Sustituye a:		Sustituido por:		
		Plano nº: 20.02				

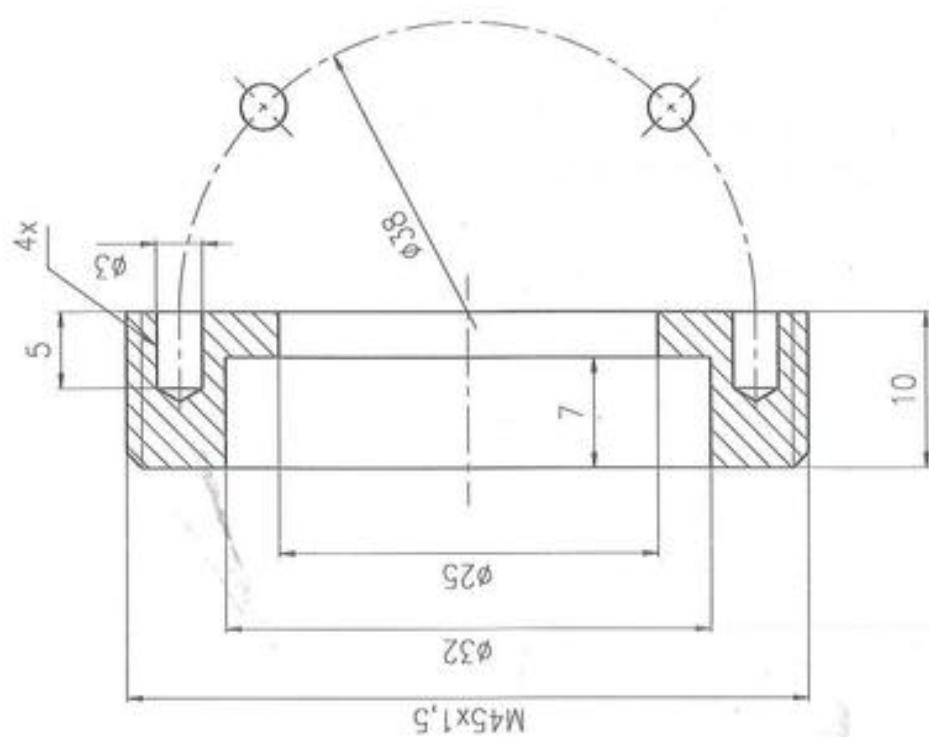


Todos los radios sin acotar son R2

MODIFICACIONES		Tol. gen. Escala		HORQUILLA		EDICION
			1:2			
		Fecha	Nombre	DIBUJO INDUSTRIAL		Hoja nº
		Dibujad.	Compr.			Nº hojas
		Sustituye a:		Sustituido por:		
		Plano nº:				

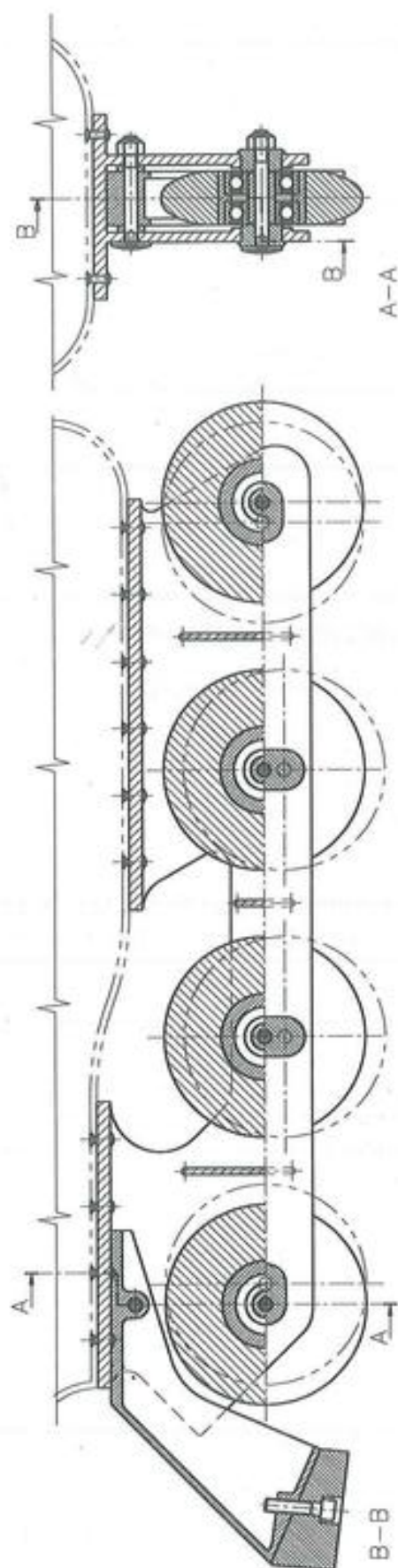


MODIFICACIONES	Tol. gen. Escala	EJE	EDICION	
			Hoja nº	Nº hojas
	1:1			
	Fecha	Nombre		
	Dibujad.			
	Compr.			
	Sustituye a:		Sustituido por:	
	Folio nº:		Folio nº:	



MODIFICACIONES	Tol. gen. Escala	TAPA	EDICION	
			Hoja nº	Nº hojas
	1:1			
	Fecha	Nombre		
	Dibujad.			
	Compr.			
	Sustituye a:		Sustituido por:	
	Folio nº:		Folio nº:	

- a) Estudiar el funcionamiento del conjunto.
- b) Preparar la lista de piezas y las marcas del conjunto.
- c) Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
- d) Elegir los elementos normalizados que intervienen en el conjunto.
- e) Realizar el despiece acotado de las marcas no normalizadas.



MODIFICACIONES	Tol. gen. Escala	1:2	PATIN DE UNA FILA		EDICIÓN	
			Fecha	Nombre	Hoja nº	
					DIBUJO INDUSTRIAL	
					Sustituido por:	
					Sustituye a:	
					Plano nº: 21.01	
					Nº hojas	

Despiece acotado de las marcas 1, 2, 3 y 4 incluyendo las tolerancias y signos de acabados superficiales pedidas, sabiendo que:

- 1) El ajuste que existe entre el cigüeñal y el cojinete debe cumplir que:

como máximo = $44 \mu\text{m}$
 como mínimo = $24 \mu\text{m}$
 Sistema de agujero único
 Diámetro nominal = 40 mm

- a) Determinar el ajuste ISO normalizado anterior.
 b) Representar todas las tolerancias en los despieces.
- 2) Indicar sobre el plano del cigüeñal las siguientes tolerancias:
- a) Una sección recta cualquiera del cigüeñal tiene en los apoyos de los rodamientos una tolerancia de redondez de $20 \mu\text{m}$ y un paralelismo entre dos generatrices opuestas de 0,02 mm.
 b) El eje geométrico de los apoyos de los rodamientos en el cigüeñal que contiene la chaveta debe tener una tolerancia de paralelismo respecto al eje geométrico del acoplamiento con el cojinete, de forma perfecta en su condición de máximo material.
 c) La zona de apoyo del cigüeñal con el cojinete tiene una tolerancia de cilindridad de 0,006 mm.

- 3) El ajuste que existe entre el pistón y el cilindro cumple que:

como máximo = $39 \mu\text{m}$
 como mínimo = $10 \mu\text{m}$
 Sistema de eje único
 Diámetro nominal = 88 mm

Se pide determinar el ajuste ISO normalizado y calcular la tolerancia de rectitud para cada uno de los ejes de estos dos elementos que garantice el correcto funcionamiento del conjunto.

- a) El eje geométrico del pistón tiene a su vez una tolerancia de perpendicularidad respecto de su plano superior de $\phi 25 \mu\text{m}$. Determinar el calibre de verificación de la tolerancia de perpendicularidad. Se fabrica una serie de 4 pistones que resulta con las medidas que se presentan en la siguiente tabla. Indicar cuales de ellos cumplen con las tolerancias especificadas y los que no cumplen, por qué motivo.

ϕ pistón (mm)	87,998	87,980	87,995	88,005
ángulo inclinación del eje respecto a la vertical (en radianes)	0,0001	0,0001	0,0002	0,0001

- b) Indicar en el despiece del pistón las tolerancias calculadas.

- 4) Se diseña el siguiente proceso de fabricación para el pistón y el cigüeñal:

Pistón: Se construye el pistón mediante fundición, obteniéndose una rugosidad superficial de calidad *N11*. Los alojamientos para el bulón de soporte de la biela se tornearn con una rugosidad de 0,0008 mm y una sobremedida de mecanizado de 0,5 mm. La superficie lateral exterior se tornea hasta conseguir una rugosidad de 0,0016 mm, con una sobremedida de mecanizado de 2 mm. La superficie superior del pistón se rectifica con un torno dejando unas huellas de mecanizado en sentido circular en toda su superficie consiguiendo una calidad *N9*. A las superficies superior y lateral se les aplica un tratamiento térmico de "templado" para darles mayor resistencia.

Cigüeñal: Se construye el cigüeñal forjado, consiguiéndose una calidad superficial *N9*. Los apoyos de los rodamientos y del cojinete se tornearn hasta alcanzar una rugosidad de 0,0016 mm. Para evitar desgastes, en el alojamiento del cojinete se realiza un templado.

Indicar en los despieces las informaciones anteriores.

1. Solución

ELEMENTOS NORMALIZADOS:

Rodamientos:

Rodamiento izquierdo: 7306B (30 × 72 × 19).

Rodamiento derecho: 7307B (35 × 80 × 21).

Arandelas elásticas:

Sobre el pistón: 20 × 1 DIN 472 d2 = 21, m = 1,1.

Lengüeta:

Chaveta B 8 × 7 × 22 $t_1 = 4$.

Anillo obturador:

30 × 40 × 4.

Tornillos M8:

Agujero pasante $\phi 9$.

Arandela de retención:

Arandela de retención 30 UNE 18 036 78.

TOLERANCIAS

- 1) El ajuste que existe entre el cigüeñal y el cojinete es un *juego*. Debido al montaje de los medios cojinetes, estos no pueden ir montados a presión sobre el cigüeñal ya que si lo estuvieran tenderían a desmontarse. Por otra parte el juego debe existir para permitir la lubricación entre las dos piezas.

Aplicando el sistema de agujero único para el cálculo de la tolerancia dimensional se obtiene un ajuste de *40 H5/f4* cuyo valor de juego máximo es de 43 μm y de juego mínimo 25 μm .

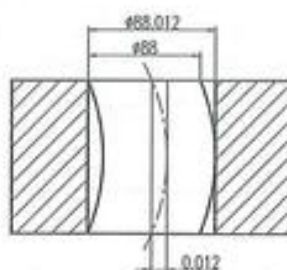
- 2) Estas tolerancias geométricas están representadas en el despiece adjunto.
- 3) Para que el pistón pueda deslizarse correctamente sobre el cilindro debe existir un juego entre ellos. Utilizando el sistema de ajuste de eje único, se obtiene un ajuste de 88 G5/h4, que tiene un juego máximo de 39 μm y un juego mínimo de 10 μm .

Como en el caso anterior, dado que los dos elementos en los que se debe establecer una tolerancia de rectitud están afectados de tolerancias dimensionales, se aplicará el PMM. Para ello se determina la condición de máximo material para el pistón y el cilindro.

Condición de máximo material para el pistón (diámetro máximo) = 88 mm.

Condición de máximo material para el cilindro (diámetro máximo) = 88,012 mm.

De acuerdo con el siguiente esquema:



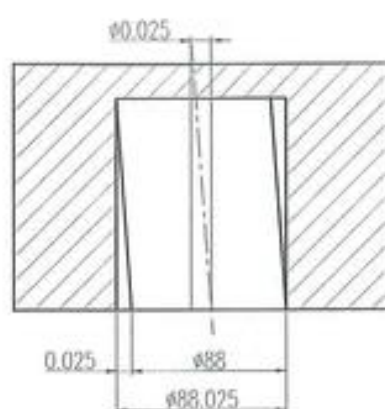
La diferencia entre ellos es de 0,012 mm, que repartidos entre los dos elementos de igual forma se obtiene una tolerancia de rectitud de $\phi 0,006$ mm. Se representa en el despiece.

- 4) El calibre de verificación de la perpendicularidad del pistón debe tener un diámetro que es igual a su medida virtual, es decir, al diámetro en su condición de máximo material (88,000 mm) mas la tolerancia geométrica ($\phi 0,025$ mm):

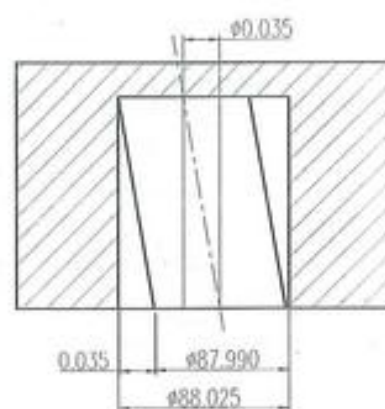
Medida virtual = CMM pistón + Tol. geométrica = 88 + 0,025 = 88,025 mm.

En la comprobación de los pistones que verifican la tolerancia, se realiza las siguientes operaciones:

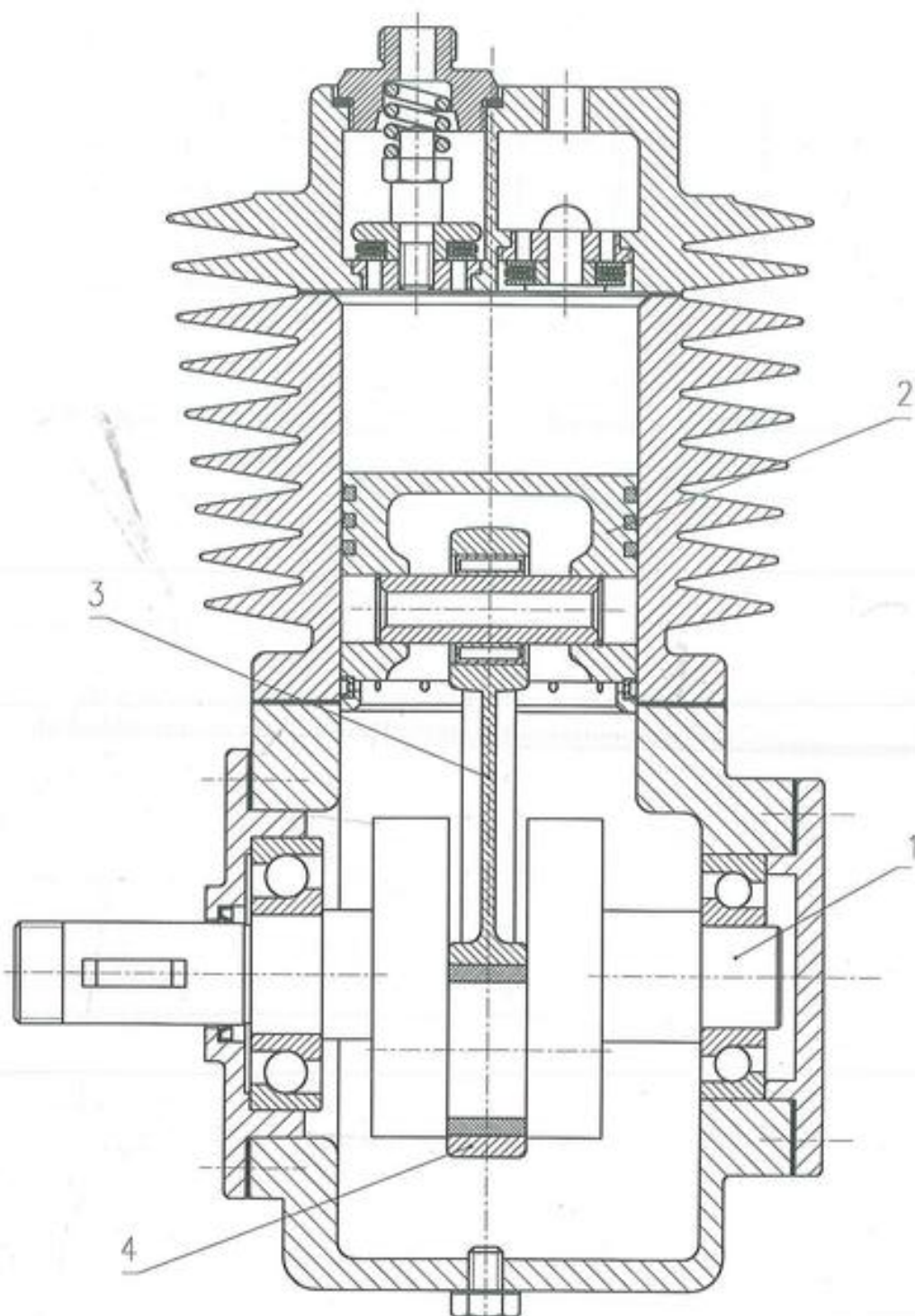
ϕ pistón (mm)	87,998	87,980	87,995	88,005
Ángulo inclinación del eje en radianes	0,0001	0,0001	0,0002	0,0001
Cilindro circunscrito	$0,0001 \times 70 = 0,007$		$0,0002 \times 70 = 0,014$	
Máxima tolerancia admisible para cada ϕ	$0,025 + 0,002 = 0,027$	-	$0,025 + 0,005 = 0,030$	-
Validez	Si, dado que: $87,99 \leq 87,998 \leq 80$ (tolerancia dimensional) y $0,007 \leq 0,027$ (tolerancia de perpendicularidad)	No vale su dimensión	Si, dado que: $87,99 \leq 87,995 \leq 80$ (tolerancia dimensional) y $0,014 \leq 0,030$ (tolerancia de perpendicularidad)	No vale su dimensión



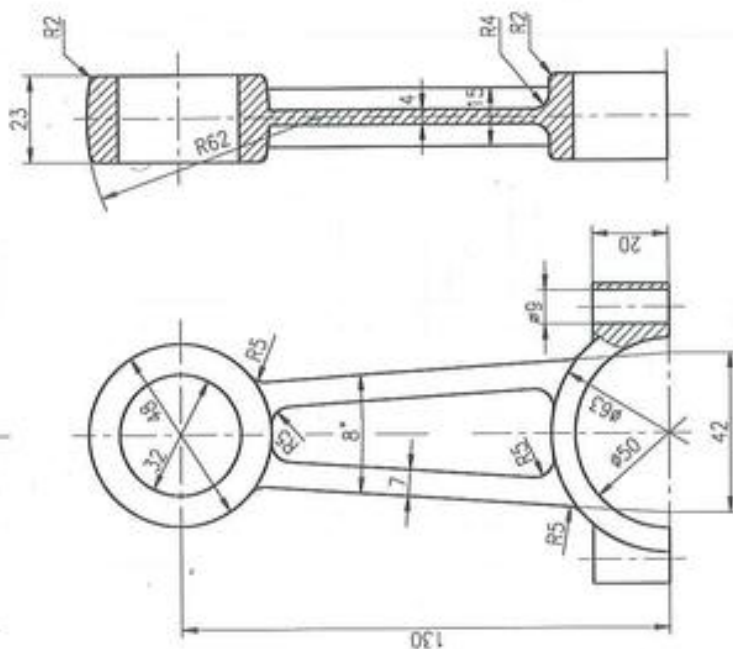
Condición de máximo material

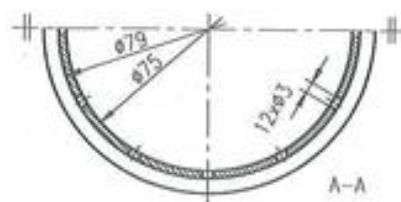


Condición de mínimo material

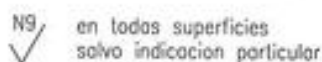


MODIFICACIONES		COMPRESOR MONOCILINDRICO		EDICION
	Tol. gen.	Escala		
		1:2		
	Fecha	Nombre		Hoja nº
	Dibujad.		DIBUJO INDUSTRIAL	
	Compr.			
	Sustituye a:		Sustituido por:	Nº hojas
	Plano nº:	22.01		

[illegible]



MODIFICACIONES	 		PISTON		EDICION
	Mat. gen.	Escala			
		1:2			
	Fecha	Número	DISEÑO INDUSTRIAL		Foja nº
	Dibujado Corpor.				
	Sustituye a:		Sustituido por:		Nº hojas
	Plano nº: 22.04				



MODIFICACIONES			CIGÜENAL		EDICION
	Tel. pen. Escuela				
	1:2				
	Fecha	Nombre	DIBUJO INDUSTRIAL		Hojas nº
	Dibujos Compr.				
	Sustituye a:			Sustituido por:	nº hojas
	Plano nº:				

- Estudiar el funcionamiento del conjunto.
- Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
- Elegir los elementos normalizados que intervienen en el conjunto.
- Realizar el despiece acotado de las marcas 1 y 8.
- En el conjunto se tiene:
 - El aro montado con aprieto debe cumplir un aprieto máximo $\leq 52\mu$ y un aprieto mínimo $\geq 7\mu$.
 - El aro montado con juego debe cumplir un juego máximo $\leq 35\mu$ y un juego mínimo $\geq 10\mu$.

Determinar las tolerancias del alojamiento del rodamiento y del eje.

1. Solución

- El aro interior del rodamiento tiene $\phi 30^{+0}_{-0,010}$ y encaja con el eje de soporte del gancho con un juego máximo $JM \leq 0,035$ y un juego mínimo $Jm \geq 0,010$ (Figura 1):



FIGURA 1. Ajuste con juego entre aro interior del rodamiento y eje.

$T + t \leq 0,035 - 0,010 = 0,025$, $T = 0,010$ por lo que $t \leq 0,015$. Se tomará IT6 con $t = 0,013$. De esta forma se tendrá, estableciendo la condición de juego mínimo:

$$Jm = 0,010 \leq Di - ds = -0,010 - ds, \text{ de donde, } ds \leq -0,010 - 0,010 = -0,020$$

Estableciendo la condición de juego máximo:

$$JM = 0,035 \geq Ds - di = 0 - (ds - t)$$

Si se sustituye el valor de $t = 0,013$ se tendrá:

$$0,035 \geq -(ds - 0,013), \text{ de donde } ds \geq -0,022, \text{ es decir, } -0,022 \leq ds \leq -0,020$$

por lo que se tomará la posición f con $ds = -0,020$ y la tolerancia para el eje será: 30 f 6.

- 2) El aro exterior del rodamiento tiene $\phi 62^{+0}_{-0.013}$ y encaja con el alojamiento en la polea con un aprieto máximo $AM \leq 0,052$ y un aprieto mínimo $Am \geq 0,007$ (Figura 2):



FIGURA 2. Ajuste con aprieto entre aro exterior del rodamiento y polea.

$T + t \leq 0,052 - 0,007 = 0,045$; $t = 0,013$ por lo que $T \leq 0,032$. Se tomará IT7 con $T = 0,030$. De esta forma se tendrá, estableciendo la condición de aprieto mínimo:

$$Am = 0,007 \leq di - Ds = -0,013 - Ds, \text{ de donde, } Ds \leq -0,013 - 0,007 = -0,02$$

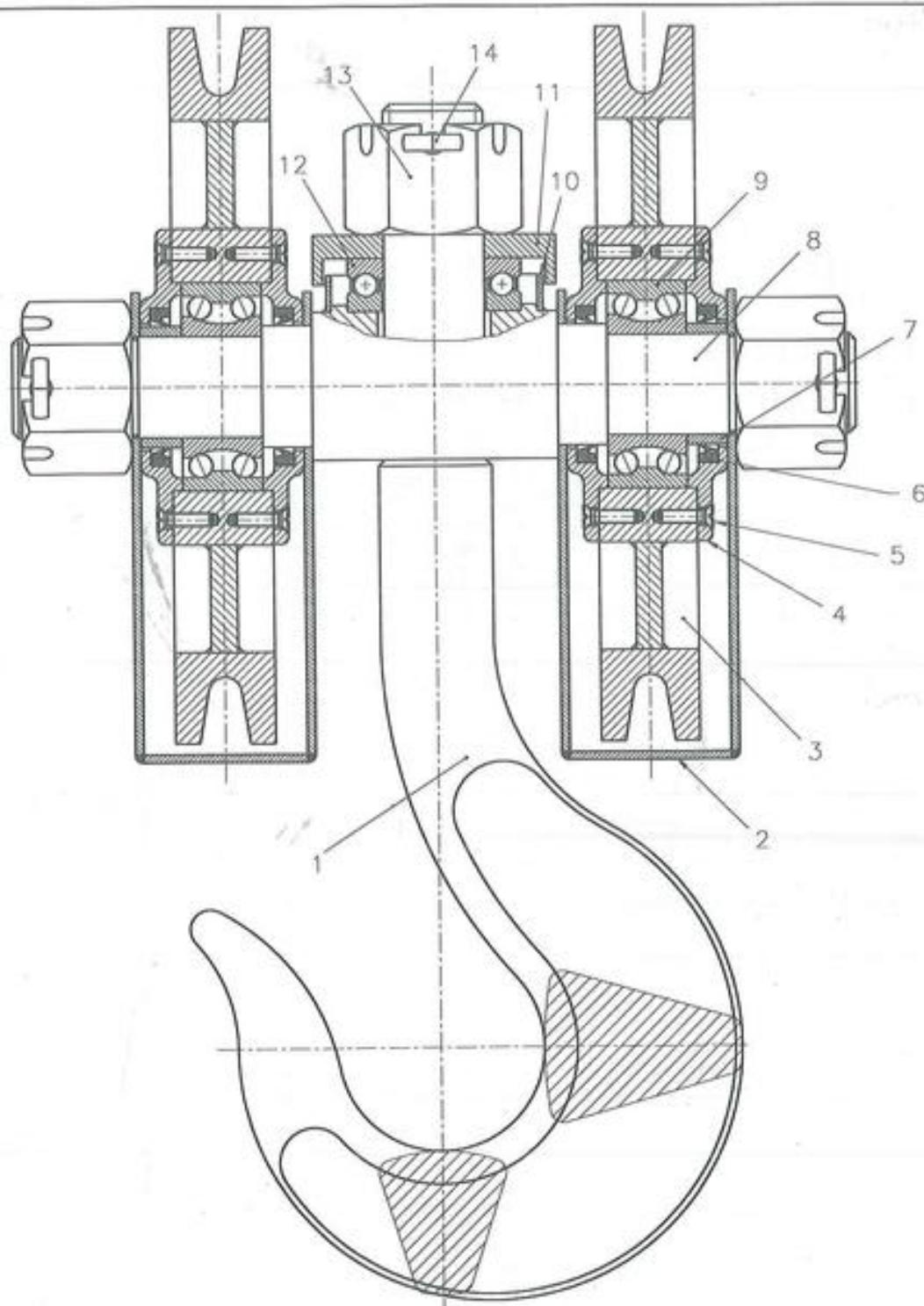
Estableciendo la condición de aprieto máximo:

$$AM = 0,052 \geq ds - Di = 0 - (Ds - T) = -Ds - T, \text{ de donde } Ds \geq -0,022$$

Es decir: $-0,22 \leq Ds \leq -0,020$.

Se tomará la posición P con $Ds = -0,021$.

Así pues se elegirá $P7$ por ser además zona de tolerancia preferente, de forma que la tolerancia para el alojamiento de la polea será: $62 P7$.



3	PASADOR	14		6,3x71 DIN94			
3	TUERCA ALMENADA	13		M50 DIN935			
1	RODAMIENTO	12		51206K			
1	TAPA RODAMIENTO	11			ACERO		
1	CASQUILLO	10	23.08		CHAPA		
2	RODAMIENTO	9		3206			
1	EJE	8	23.07		ACERO		
2	CASQUILLO	7	23.06		ACERO		
4	OBTURADOR	6		35x47x6			
16	TORNILLO	5		M5x16 DIN63			
4	TAPA RODAMIENTO	4	23.05		ACERO		
2	POLEA	3	23.04		ACERO		
2	TAPA POLEA	2	23.03		CHAPA		
1	GANCHO	1	23.02		ACERO		
Cantidad Denominación		Marca	Dibujo n	Modelo	Materia	Peso	Observaciones
MODIFICACIONES				GANCHO PARA GRUA			
		Tol.gen.	Escala				
			1:2				
		Fecha	Nombre	DIBUJO INDUSTRIAL			
		Dibujad.					
		Compr.					
		Sustituye a:					
		Sustituido por:					
		Plano n°:	23.01				
						N° hojas	

- Estudiar el funcionamiento del conjunto.
- Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
- Elegir los elementos normalizados que intervienen en el conjunto.
- Realizar el despiece acotado de las marcas 6, 10, 13 y 14.

1. Funcionamiento

Este conjunto sirve para sujetar piezas de gran longitud que deban ser mecanizadas en un torno. Las piezas a mecanizar se apoyan en el *punto* (marca 12) y se sujetan en el otro extremo del torno por medio de una mordaza o un plato de garras (figura 1). La pieza gira y arrastra al punto que a su vez arrastra al soporte del punto (marca 13). El soporte gira sin dificultad gracias a los rodamientos en los cuales se apoya.

Este punto para torno puede regularse de acuerdo a la longitud de la pieza girando el volante, que tiene impedido su desplazamiento longitudinal, consiguiéndose así el desplazamiento de la tapa. La tapa está unida por medio de tornillos (marca 17) al cuerpo interior (marca 6) que contiene en su interior a los rodamientos, al soporte del punto y al punto. Al desplazar la tapa se desplazan todas las piezas anteriores, punto incluido, acercándose así a la pieza a torner (figura 2).

La tapa no puede girar porque está unida al cuerpo interior que posee una forma prismática redondeada en los extremos.

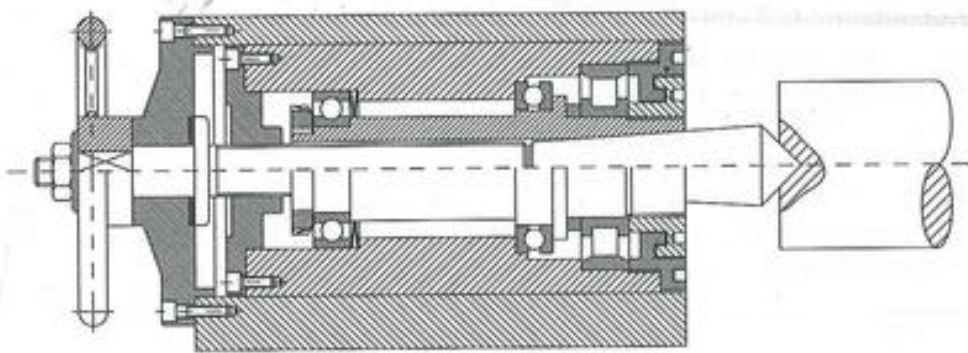


FIGURA 1. Punto de torno con piezas largas.

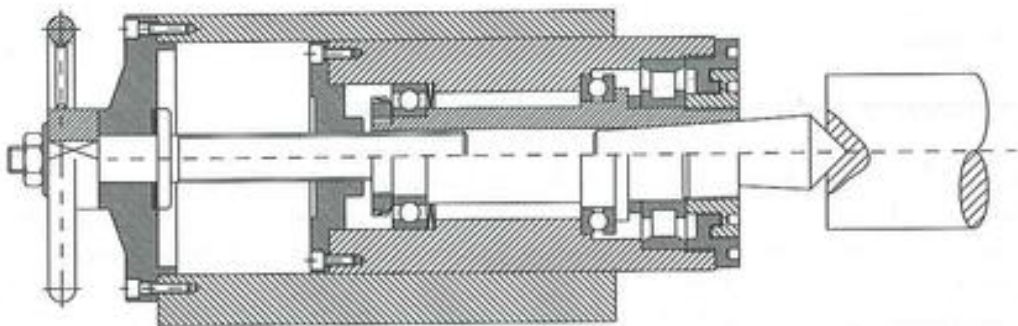


FIGURA 2. Punto de torno con piezas de menos longitud.

2. Selección de los elementos normalizados

SOPORTE DEL PUNTO (marca 13)

A esta pieza le afectan los siguientes elementos.

- Rodamiento rígido de bolas 6006. $D_i = 30$, $D_e = 55$ y $B = 13$.
Este elemento obliga a este extremo de la pieza a tener un diámetro de 30 mm.
- Tuerca de fijación estrecha E M 30 $\times$ 1,5 UNE 18-035-80.
Hay que acotar el extremo izquierdo del soporte con esta métrica y su paso correspondiente M30 $\times$ 1,5.
- Arandela de retención 30 UNE 18-036-78. Su espesor es 1,25.
Esta arandela dimensiona la ranura que se necesita en el extremo izquierdo para el correcto montaje del conjunto arandela de retención y tuerca de fijación según las siguientes dimensiones $f_1 = 5$ y $M = 27,5$.
Para que la arandela pueda entrar correctamente y cumplir su función, si la longitud de la parte cilíndrica de diámetro 30 es 21, la longitud de la ranura debe ser mayor o igual de $21 - 13 = 8$. Se tomará una profundidad de 9.
Para que la tuerca de fijación sujete adecuadamente el rodamiento y la arandela, la longitud roscada debe ser mayor de $21 - 13 - 1,25 = 6,75$. Se tomará de 8 mm.
- Rodamiento axial de bolas de simple efecto 51108. $D_i = 40$, $D_e = 60$ y $B = 13$.
Este rodamiento obliga a un diámetro de 40 mm para la pieza y una anchura del asiento del mismo de valor 13 mm.
- Rodamiento de rodillos cilíndricos N 207. $D_i = 35$, $D_e = 72$ y $B = 17$.
Este elemento obliga a que el diámetro en esta zona de la pieza sea de 35 mm.
- A continuación con el mismo diámetro aparente se tiene una rosca en el extremo derecho. La métrica de valor M 35 es una rosca de la 3ª serie y sólo tiene la posibilidad de paso fino de valor 1,5, por lo que su acotación debe ser M 35 $\times$ 1,5.
- Otra posibilidad es disminuir el diámetro en la zona roscada a M 33 o M 30 (2ª y 1ª serie respectivamente) seleccionando un paso normal. Esta variación en el diámetro afectará a la tapa que va roscada en este extremo.

CUERPO INTERIOR (marca 6)

A este elemento afectan los diámetros exteriores de los siguientes rodamientos:

- Rodamiento rígido de bolas 6006
- Rodamiento axial de bolas de simple efecto 51108
- Rodamiento de rodillo cilíndricos N 207

El rodamiento N 207 tiene un diámetro de 72 mm. La rosca del extremo derecho debe ser tal que el diámetro interior útil sea de 72 mm o más para permitir el montaje y el desmontaje del rodamiento de rodillos cilíndricos. Conviene recordar que el valor que indica la designación de la rosca, es decir, el diámetro nominal, en un eje es el diámetro máximo producido por el mecanizado de la rosca, mientras que en un agujero corresponde con la profundidad máxima que ha generado la rosca. La rosca no puede ser M 72 ya que el rodamiento no pasaría al ser su diámetro interior menor de 72.

Se ha seleccionado el siguiente valor de rosca de la segunda serie, M 75, de la cual se ofrecen diferentes pasos finos. El paso es la distancia longitudinal que avanza el tornillo o la tuerca cuando se ha girado una vuelta completa y en roscas de un solo hilo coincide con la

distancia longitudinal entre dos filetes de la rosca. A paso más fino, la distancia longitudinal que se avanza por cada vuelta es menor y por lo tanto para el mismo perfil de rosca el diámetro interior útil es mayor según se aprecia en la figura siguiente.

En este caso cualquiera de las siguientes dos primeras soluciones es válida para permitir el montaje del rodamiento (figura 3) pero los pasos 3 y 4 no permiten el montaje del rodamiento. Se elegirá para el despiece la rosca $M75 \times 1,5$

Rosca	Diam. interior
$M75 \times 1,5$	73,376
$M75 \times 2$	72,835
$M75 \times 3$	71,752
$M75 \times 4$	70,670

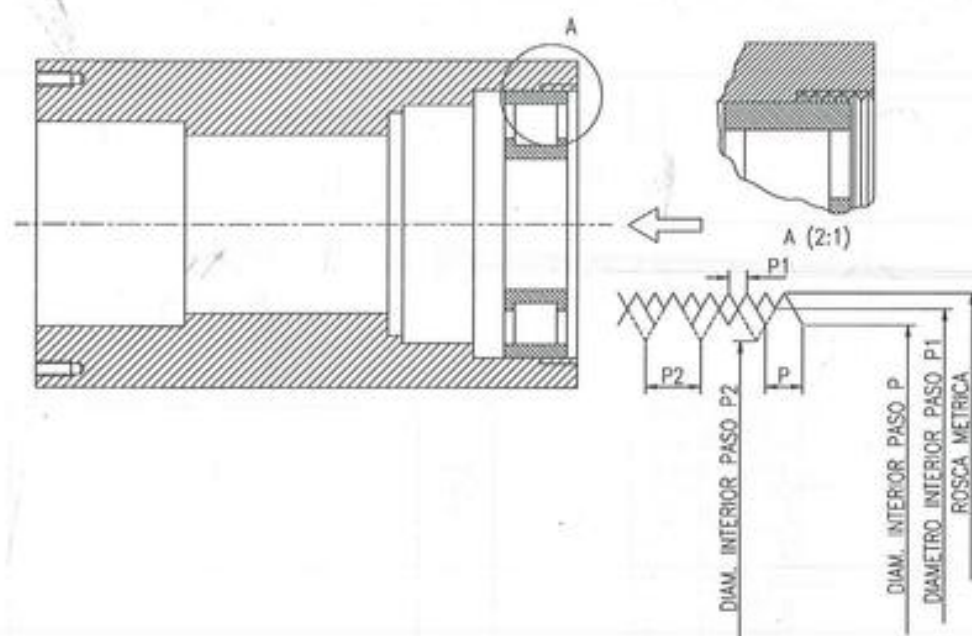


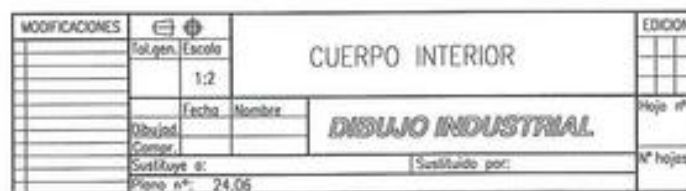
FIGURA 3. El cuerpo interior tiene una rosca. Se debe seleccionar aquella que permita el montaje del rodamiento y que permitan el diámetro interior útil necesario. A menor paso, mayor diámetro interior útil.

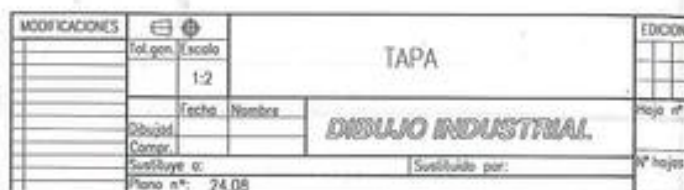
TAPA (marca 10)

La rosca de la tapa depende de la seleccionada en el cuerpo interior.

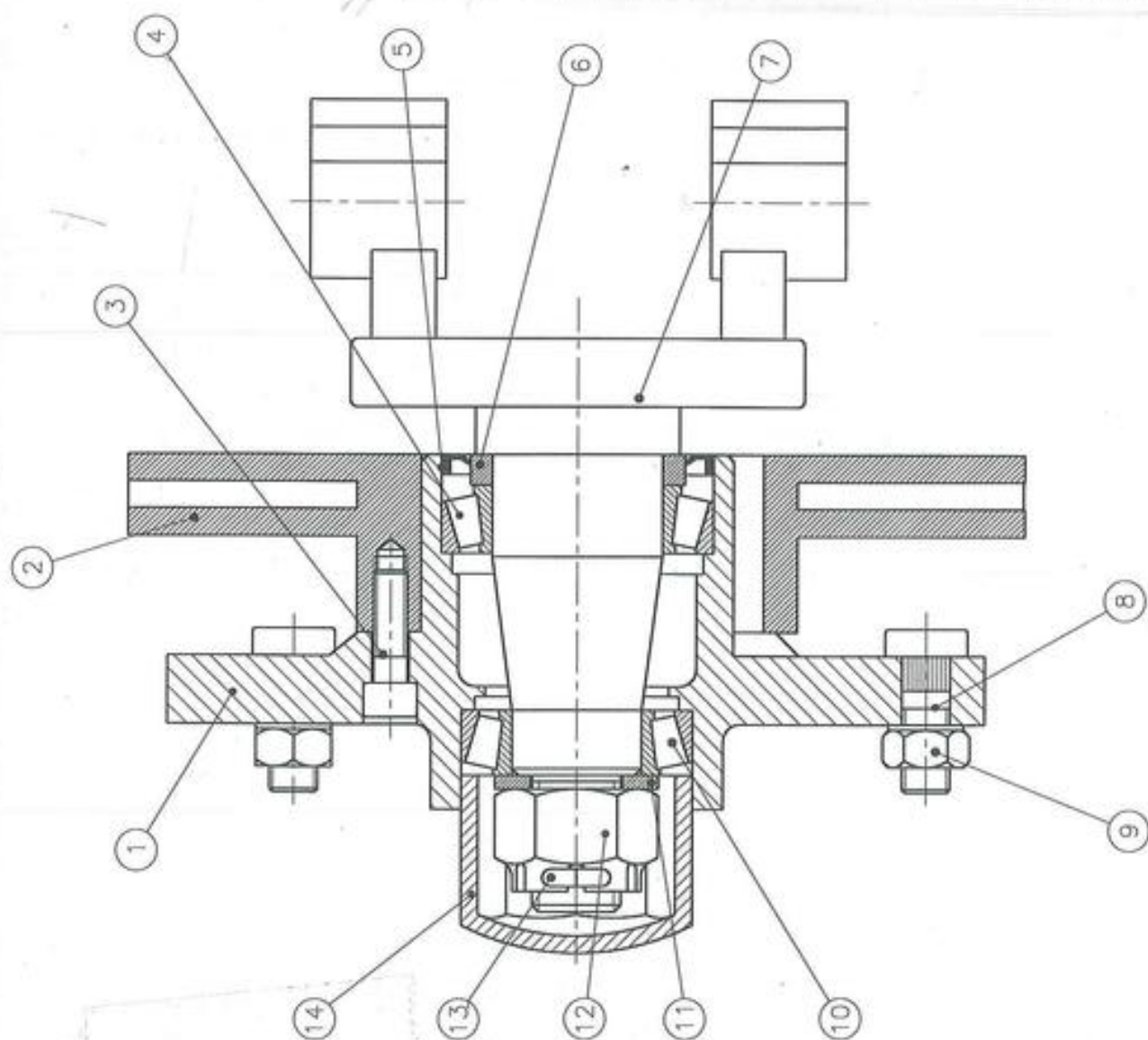
HUSILLO (marca 14)

En el husillo se debe comprobar las roscas existentes. Para la fijación del volante se elegirá $M10$. Para el husillo se tomará una trapecial de diámetro nominal 18, por ejemplo, $Tr\ 18 \times 2$.





- a) Estudiar el funcionamiento del conjunto.
- b) Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
- c) Elegir los elementos normalizados que intervienen en el conjunto.
- d) Realizar el despiece acotado de las marcas no normalizadas.



N piezas	Denominación	Marca	Plano	Modelo	Material
1	PROTECTOR	14	25.07		PVC
1	PASADOR	13		5X50 DIN94	ACERO
1	TUERCA	12		M27 DIN935	ACERO
1	ARANDELA	11		B 27 DIN125	ACERO
1	RODAMIENTO	10		32008 X	ACERO
5	TUERCA	9		M15 DIN6330	ACERO
5	TORNILLO	8	25.06		ACERO
1	MANGUETA	7	25.05		FUNDICION
1	DISTANCIADOR	6	25.04		ACERO
1	RETEN	5		63X80X7	CAUCHO
1	RODAMIENTO	4		32010 X	ACERO
5	TORNILLO ALLEN	3		M10X17 DIN912	ACERO
1	DISCO FRENO	2	25.03		FUNDICION
1	CUBO	1	25.02		ACERO
MODIFICACIONES					
Tol. gen. Escuela		1:2		EDICION	
Fecha		Nombre		Hoja nº	
Dibujad. Compr.				DIBUJO INDUSTRIAL	
Sustituye a:		Sustituido por:		Nº hojas	
Plano nº: 25.01					

- Estudiar el funcionamiento del conjunto.
- Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
- Elegir los elementos normalizados que intervienen en el conjunto.
- Realizar el despiece acotado de las marcas 1, 2, 3 y 4.

1. Datos

- Relación entre la velocidad angular del eje de marca 1 y el eje intermedio igual a 14/5
- Relación entre la velocidad angular de entrada al reductor y la de salida = 98/15
- Módulo normal = 16 para todas las ruedas dentadas.
- Distancia entre ejes aproximadamente igual a 470 mm para las ruedas dentadas cilíndricas rectas.
- Distancia entre ejes aproximadamente igual a 500 mm y ángulo de hélice igual a 15° para las ruedas dentadas cilíndricas helicoidales.

2. Solución

En un reductor de dos etapas, el índice de reducción global es la relación de entrada entre la velocidad angular del eje de entrada y de salida. Si llamamos w_1 , w_2 y w_3 respectivamente a las velocidades angulares del eje de entrada, del intermedio y de salida, se tendrá que:

$$i = \frac{w_1}{w_3} = \frac{w_1}{w_2} \times \frac{w_2}{w_3} = i_{12} \times i_{23}$$

Es decir, el índice global es el producto de los índices de reducción parciales de cada una de las etapas.

PRIMERA ETAPA:

$$Z_2 = 14k \quad \text{y} \quad Z_1 = 5k$$

$$D_{12} = 16 \left(\frac{14k + 5k}{2} \right)$$

de donde: $k = 3,09$ Se tomará $k = 3$, por lo que:

$$Z_2 = 42 \quad Z_1 = 15 \quad D_{12} = 456$$

SEGUNDA ETAPA:

$$\frac{98}{15} \times \frac{5}{4} = \frac{7}{3}$$

$$D_{23} = 500 = \frac{16}{\cos 15} \times \left(\frac{7k + 3k}{2} \right)$$

$$500 = \frac{16}{\cos 15} \times \frac{10k}{2}$$

de donde: $k = 6,03$ Se tomará $k = 6$, por lo que:

$$Z_4 = 42 \quad Z_3 = 18 \quad D_{23} = 497$$

3. Elementos normalizados

Rodamientos y accesorios

Rodamiento: 23032 C/W33 con $160 \times 240 \times 60$

Tuerca de fijación: M160 $\times$ 3 (espesor 25)

Arandela de retención: 160 con $M = 154$, $f = 18$ y $B = 2,5$

Medidas que determinan: (Fig 1)

Diámetro de acoplamiento con marcas 1 y 2, $d = 160$

Rosca M160 $\times$ 3 en marcas 1 y 2

Dimensiones de la sección de la ranura para alojamiento de la arandela de retención ($M = 154$ y $f = 18$).

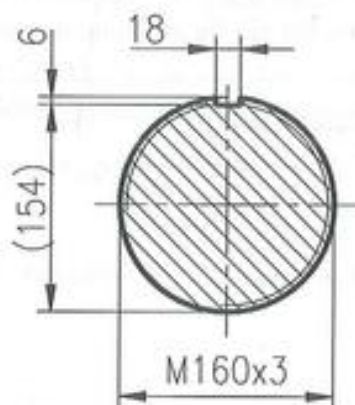


FIGURA 1. Medidas determinadas por los elementos normalizados

Medidas que condicionan:

Profundidad de la ranura (Fig 2):

$A \geq 93 - 60 = 33$. Se tomará $A = 34$

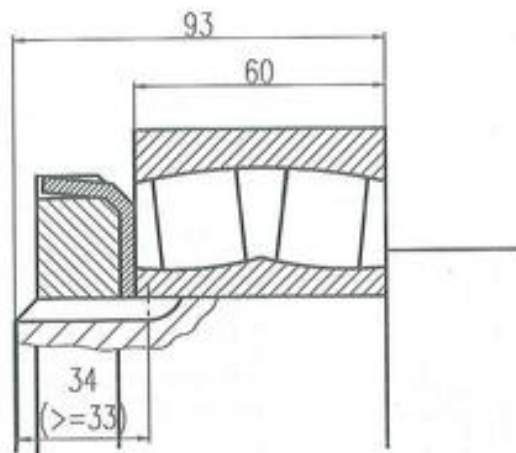


FIGURA 2. Profundidad de ranuras

Longitud roscada (Fig 3)

$B \geq 93 - 60 - 2,5 = 30,5$. Se tomará $B = 31$.

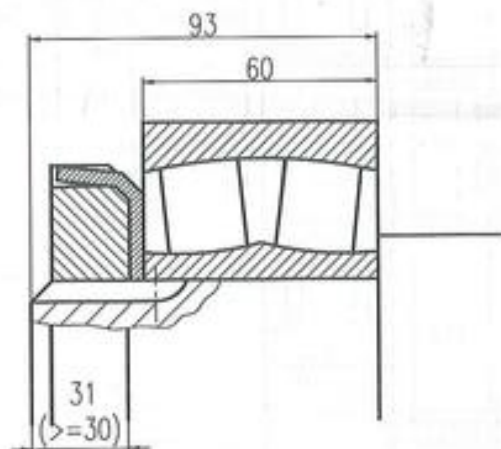


FIGURA 3. Longitud roscada

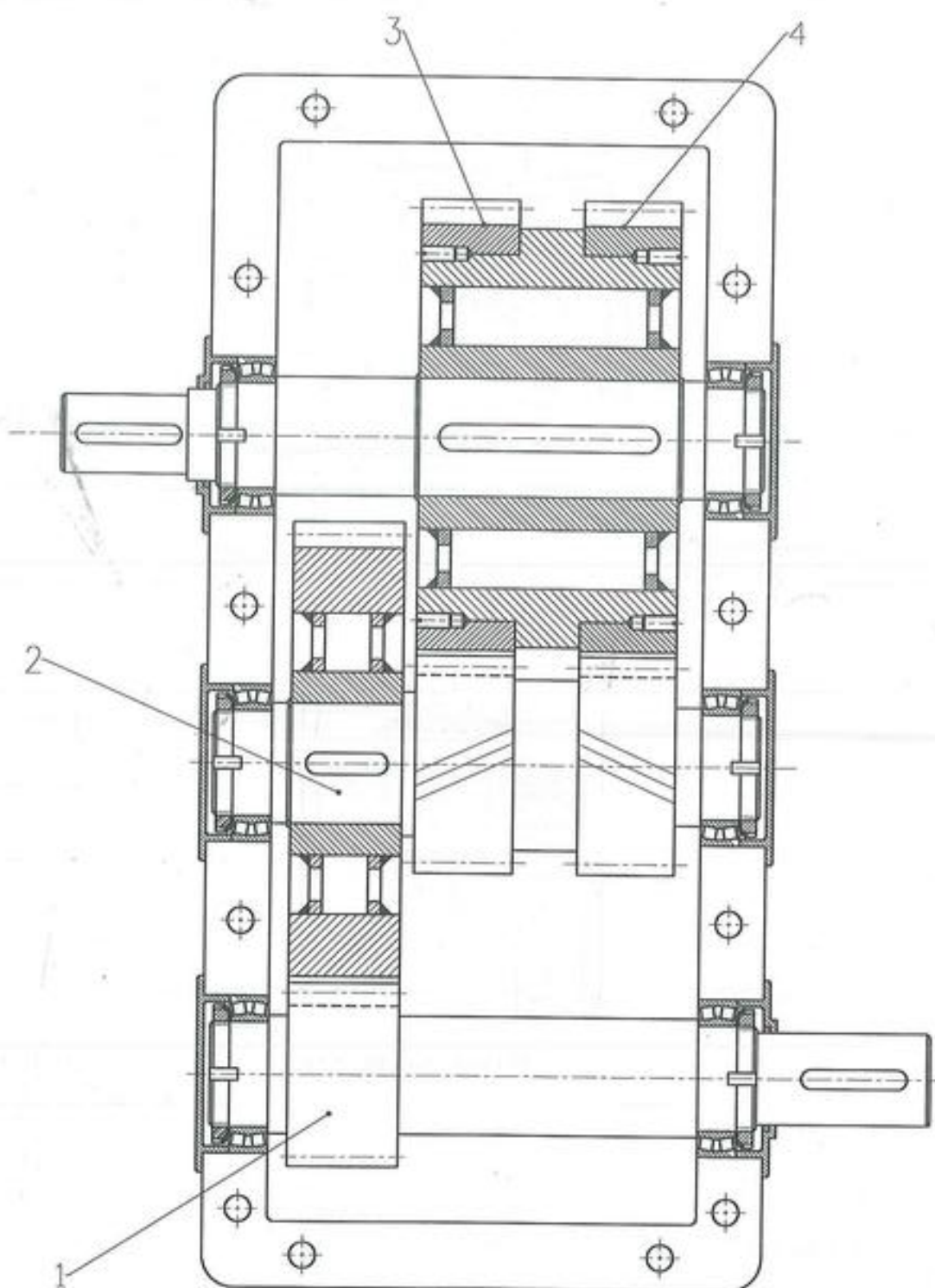
En el eje 1

Lengüeta: A $36 \times 20 \times 160$ con $t_1=12$

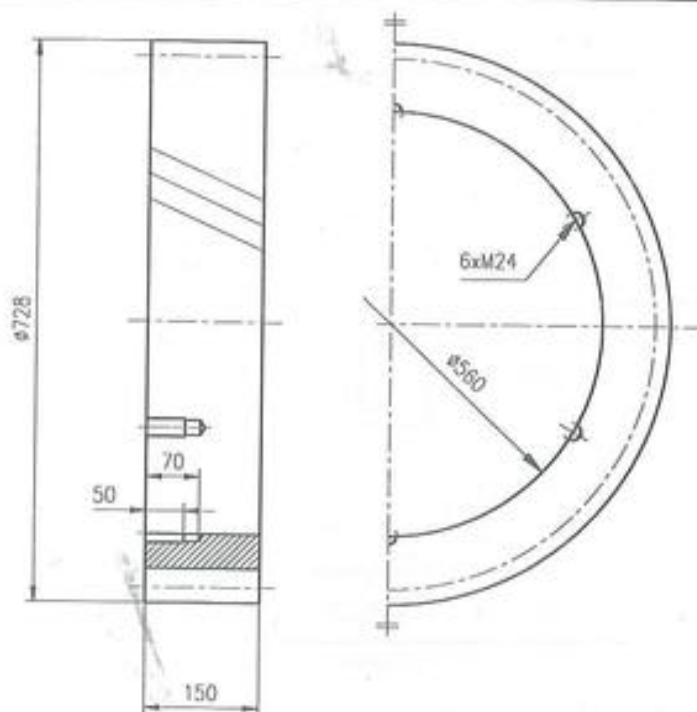
En el eje 2

Lengüeta: A $45 \times 25 \times 125$ con $t_1=15$

Anillo de seguridad: 160×4 DIN 471 ($m = 4,15$, $d_2 = 155$)

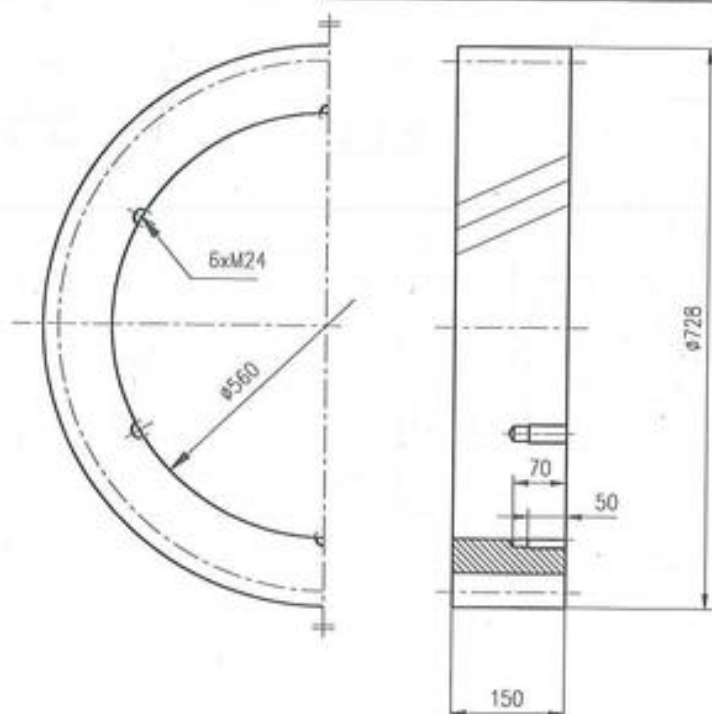


MODIFICACIONES				REDUCTOR DE DOS ETAPAS		EDICION
		Tal.gen.	Escala			
			1:10			
			Fecha	Nombre	<i>DIBUJO INDUSTRIAL</i>	Hoja nº
		Dibujad.				
		Compr.				
		Sustituye a:			Sustituido por:	Nº hojas
		Plano nº: 26.01				



DATOS DE LA RUEDA		
Módulo normal	mn	16
Nº de dientes	Z	42
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	696
Distancia entre ejes	C	497
Ángulo entre ejes	α	0°
Ángulo de hélice	β	15°
Sentido de la hélice		→ DCHAS
RUEDA CONJUGADA	Nº de dientes Z2	18
	Plano nº	26.03

MODIFICACIONES		Tol.gen. Escala		RUEDA HELICOIDAL		EDICION
			1:10			
			Fecha	Nombre		Hoja nº
			Dibujad.		DIBUJO INDUSTRIAL	
			Compr.			
			Sustituye a:		Sustituido por:	Nº hojas
			Plano nº: 26.04			



DATOS DE LA RUEDA		
Módulo normal	mn	16
Nº de dientes	Z	42
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	696
Distancia entre ejes	C	497
Ángulo entre ejes	α	0°
Ángulo de hélice	β	15°
Sentido de la hélice		→ IZDAS
RUEDA CONJUGADA	Nº de dientes Z2	18
	Plano nº	26.03

MODIFICACIONES		Tol.gen. Escala		RUEDA HELICOIDAL		EDICION
			1:10			
			Fecha	Nombre		Hoja nº
			Dibujad.		DIBUJO INDUSTRIAL	
			Compr.			
			Sustituye a:		Sustituido por:	Nº hojas
			Plano nº: 26.05			

- a) Estudiar el funcionamiento del conjunto.
- b) Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
- c) Elegir los elementos normalizados que intervienen en el conjunto.
- d) Realizar el despiece acotado de las marcas 2, 16, 34 y 28.

1. Datos

Índice de reducción global igual a 6,25.
Módulo normal de los piñones igual a 5.

2. Solución

Determinación de los índices de reducción parciales

Midiendo en el plano y teniendo en cuenta la escala se tiene que:

Para el engranaje cónico: $i_1 = dp_{21}/dp_1 = 49,0/19,0 = 2,58$.

Para el engranaje cilíndrico: $i_2 = dp_3/dp_{22} = 50,5/20,0 = 2,52$.

Como el producto de los dos índices debe ser igual al índice global, los dos índices se tomarán de 2,5, ya que el producto es entonces 6,25.

Engranaje cónico

Midiendo en el plano, a partir de la escala se obtiene la longitud aproximada de generatriz del cono primitivo:

$$G = 27 \times 5 = 135$$

$$i_1 = 2,5 = Z_{21}/Z_1 = 5k / 2k$$

$$G = \sqrt{\left(\frac{dp_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{dp_{21}}{2}\right)^2}$$

$$G = \sqrt{\left(\frac{5 \times 2 \times k}{2}\right)^2 + \left(\frac{5 \times 5 \times k}{2}\right)^2}$$

de donde: $k = 10,03$
por lo que se tomará $k = 10$ y,

$$Z_1 = 20, dp_1 = 100, Z_{21} = 50, dp_{21} = 250, G = 134,6$$

Engranaje cilíndrico

Midiendo en el plano, a partir de la escala se obtiene la longitud aproximada de la distancia entre ejes:

$$c = 36 \times 5 = 180$$

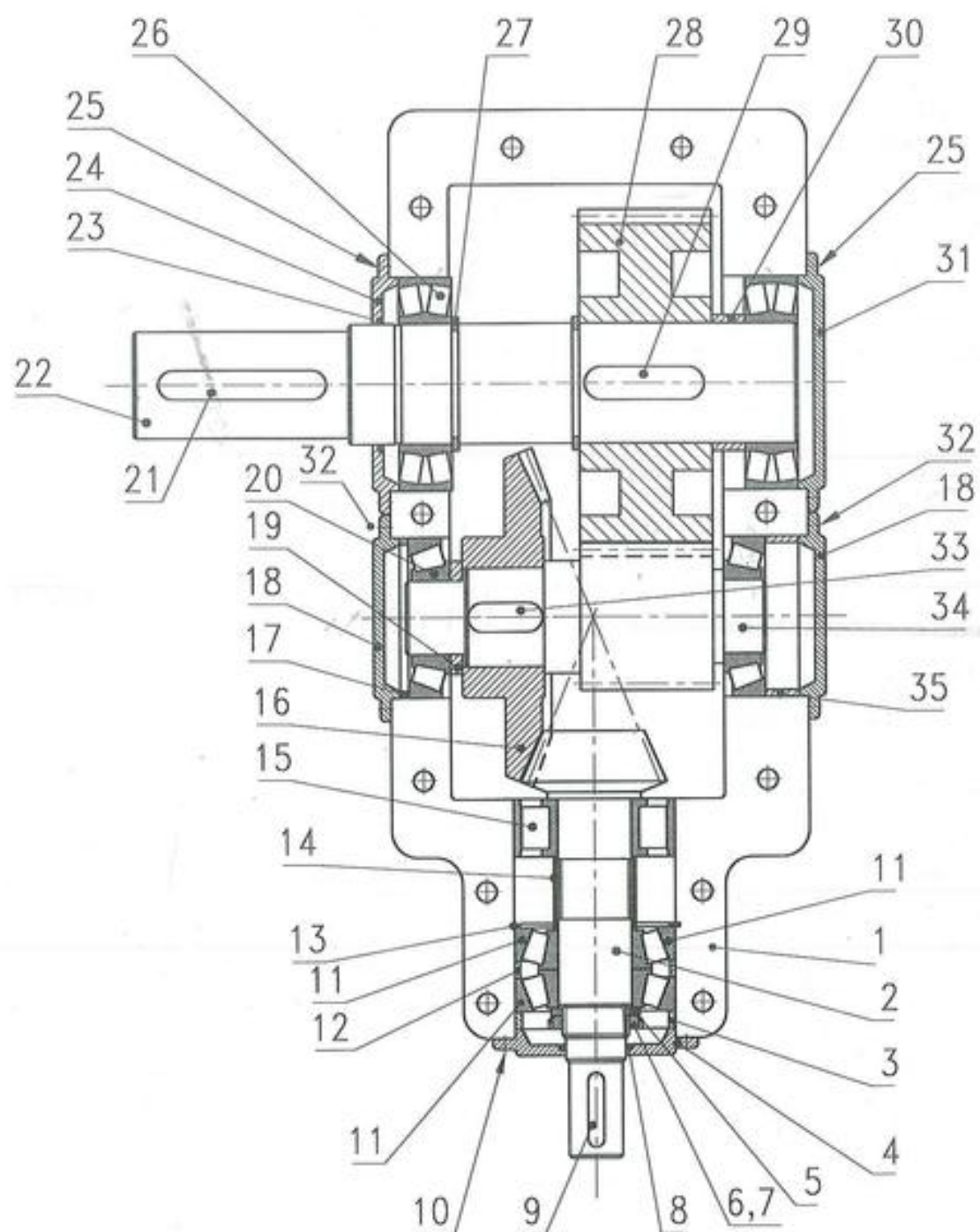
$$i_2 = 2,5 = Z_3 / Z_{22} = 5k / 2k$$

$$G = \frac{dp_2 + dp_3}{2}$$

$$180 = \frac{5 \times 2 \times k \times 5 \times 5 \times k}{2}$$

de donde: $k = 10,3$
 por lo que se tomará $k = 10$ y,

$$Z_{22} = 20, dp_{22} = 100, Z_3 = 50, dp_3 = 250, c = 175$$



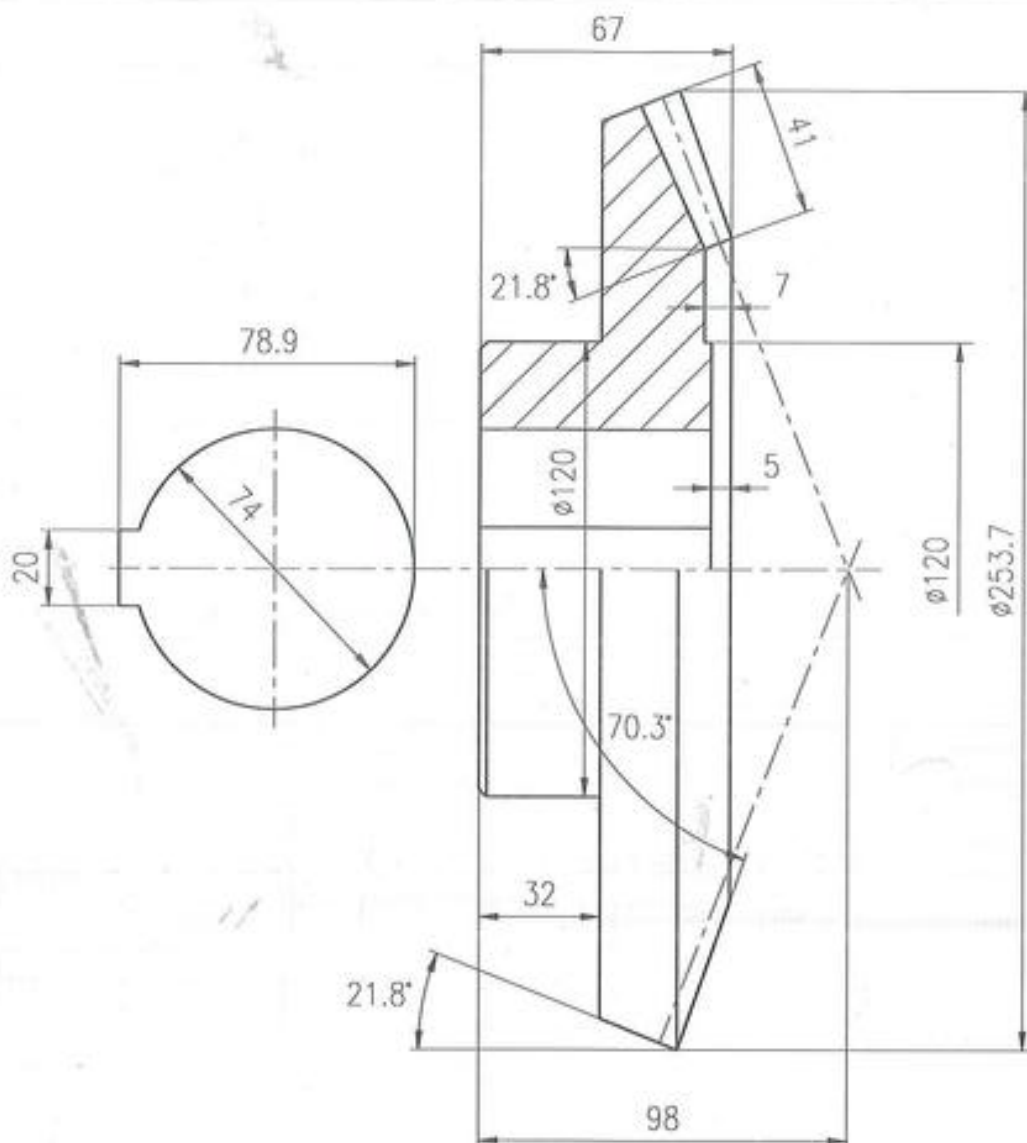
MODIFICACIONES		 		EDICION	
		Tol.gen.	Escala	REDUCTOR DE DOS ETAPAS	
			1:5		
		Fecha	Nombre	DIBUJO INDUSTRIAL	
		Dibujad.			
		Compr.		Hoja nº 1	
		Sustituye a:		Sustituido por:	
		Plano nº: 27.01			
		Nº hojas 2			

1	SEPARADOR	35	27.18		ACERO
1	ARBOL-PIÑON INTERMEDIO	34	27.04		ACERO
1	LENGÜETA	33		A 20x12x56 DIN6885	
12	TORNILLO	32		M6x10 DIN933	
1	TAPA	31	27.17		ACERO
1	SEPARADOR	30	27.16		ACERO
1	LENGÜETA	29		A 25x14x90 DIN 6885	
1	RUEDA CILINDRICO RECTA	28	27.05		ACERO
2	ANILLO ELASTICO	27		90x3 DIN471	
2	RODAMIENTO	26		22218	
12	TORNILLO	25		M6x10 DIN933	
1	TAPA	24	27.15		ACERO
1	ANILLO OBTURADOR	23		90x100x5	
1	ARBOL DE SALIDA	22	27.06		ACERO
1	LENGÜETA	21		A 22x14x70 DIN6885	
2	RODAMIENTO	20		30311	
1	SEPARADOR	19	27.14		ACERO
2	TAPA	18	27.13		ACERO
1	ANILLO SEPARADOR	17	27.12		ACERO
1	RUEDA CONICA	16	27.03		ACERO
1	RODAMIENTO	15		N311	
1	CASQUILLO SEPARADOR	14	27.11		ACERO
1	ANILLO ELASTICO	13		120x4 DIN471	
1	ANILLO SEPARADOR	12	27.10		ACERO
2	RODAMIENTO	11		31311	
12	TORNILLO	10		M6x10 DIN933	
1	LENGÜETA	9		A 12x8x56 DIN 6885	
1	ANILLO OBTURADOR	8		45x55x4	
1	ARANDELA DE RETENCION	7		Ø50 UNE18036	
1	TUERCA DE FIJACION	6		E M50x1.5 UNE18035	
1	SEPARADOR	5	27.09		ACERO
1	TAPA	4	27.08		ACERO
1	SEPARADOR	3	27.07		ACERO
1	ARBOL DE ENTRADA	2	27.02		ACERO
1	CARCASA	1	27.19		FUNDICION

No. piezas	Denominacion	Marca	Plano	Modelo	Material	
MODIFICACIONES		 			EDICION	
Tol.gen. Escala					REDUCTOR DE DOS ETAPAS	
		Fecha	Nombre	DIBUJO INDUSTRIAL		Hoja nº
Dibujad.						2.
Compr.						
Sustituye a:				Sustituido por:		Nº hojas
Plano nº: 27.01						2

DATOS DEL PIÑÓN		
Módulo normal	m	5
Nº de dientes	Z1	20
Cremallera tipo		UNE 18184
Diámetro primitivo	Dp	100
Angulo primitivo	β	21.8°
Longitud generatriz	G	134.6
Angulo de pie	θ_b	2.7°
Angulo entre ejes	γ	90°
Rueda conjugada	Nº de dientes Z2	50
	Plano no	27.03

MODIFICACIONES					EDICION
	Tol. gen.	Escala	ARBOL DE ENTRADA		
		1:2			
	Fecha	Nombre	DIBUJO INDUSTRIAL		Hoja nº
	Dibujad.				
	Compr.				
	Sustituye a:		Sustituido por:		Nº hojas
	Plano nº: 27.02				



DATOS DE LA RUEDA		
Módulo normal	m	5
No de dientes	Z2	50
Cremallera tipo	UNE 18184	
Diámetro primitivo	Dp	250
Angulo primitivo	β	68.2°
Longitud generatriz	G	134.6
Angulo de pie	θ_b	2.7°
Angulo entre ejes	γ	90°
Rueda conjugada	No de dientes Z1	20
	Plano no	27.02

MODIFICACIONES		Tol. gen. Escala		RUEDA CONICA		EDICION
			1:2			
		Fecha	Nombre			Hoja nº
		Dibujad.		DIBUJO INDUSTRIAL		
		Compr.				
		Sustituye a:		Sustituido por:		Nº hojas
		Plano nº:	27.03			

Technical drawing of a mechanical part showing front and top views with dimensions.

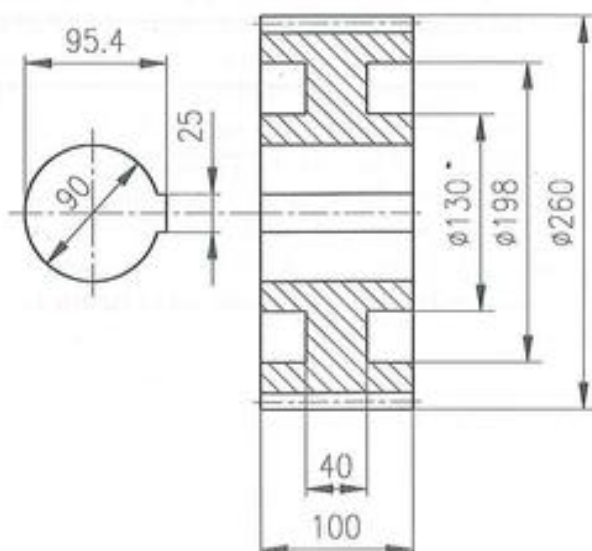
Top View Dimensions:

- Overall width: 66.5
- Distance from left edge to center: 7.5
- Radius of the circular feature: 20

Front View Dimensions:

- Overall length: 271
- Leftmost section: diameter $\phi 55$, length 47
- Second section: diameter $\phi 74$, length 56
- Third section: diameter $\phi 84$, length 100
- Fourth section: diameter $\phi 110$, length 32
- Fifth section: diameter $\phi 55$, length 40
- Rightmost section: diameter $\phi 70$

DATOS DE LA RUEDA		
Módulo	m	5
Nº de dientes	Z2	50
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	Dp	250
Medida entre 6 dientes	K	84.7
Distancia entre ejes	C	175
Rueda conjugada	Z1	20
	Plano nº	27.04

547

El siguiente conjunto representa el mecanismo de ascenso y descenso de la cuchilla de una guillotina.

El índice de reducción de la pareja de ruedas dentadas que engranan en el dibujo es 4 y su módulo normalizado es de 2,5. El ángulo exacto de hélice es de 30° .

- 1) Se pide el despiece acotado de las marcas 5, 12, 14 y 29.
- 2) Se pide determinar los ajustes existentes en:
 - El aro interior del rodamiento de rodillos cónicos sabiendo que las condiciones requeridas son:

Ajuste máximo $\leq 38 \mu\text{m}$

Ajuste mínimo $\geq 0 \mu\text{m}$

- El rodamiento de rodillos cilíndricos y la marca 24 sabiendo que:

Ajuste máximo $\leq 45 \mu\text{m}$

Ajuste mínimo $\geq 5 \mu\text{m}$

- Ajuste entre las marcas 24 y 2, con las condiciones siguientes:

Ajuste máximo $\leq 50 \mu\text{m}$

Ajuste mínimo $\geq 6 \mu\text{m}$

- 3) Establecer las tolerancias de cilíndricidad en la marca 29 en la zona de apoyo de los rodamientos de valor IT5/2. Establecer las tolerancias de perpendicularidad de valor IT5 en las superficies de apoyo lateral de los rodamientos en dicha pieza. Representar las tolerancias en los despieces.

1. Funcionamiento

Este accionamiento sirve para elevar una cuchilla y cortar papel en su descenso.

La rueda (marca 25) está accionada por otra rueda que no aparece en el conjunto. Esta rueda a través de la lengüeta (marca 28) mueve el eje (marca 29). Los piñones de este eje mueven las ruedas dentadas (marcas 22 y 14). Sobre estas ruedas dentadas va montada una muñequilla (marca 15) y una biela. La muñequilla produce un movimiento circular alrededor del eje de la marca 24 y la marca 7. Este movimiento es aprovechado por la biela para subir y bajar el pistón, que es el que realmente comunica el movimiento a la cuchilla de la guillotina. El soporte de la cuchilla está guiado por la marca 18 para que sólo realice un movimiento de ascenso/descenso. El esquema del funcionamiento de este mecanismo de biela-manivela queda reflejado en la figura 1.

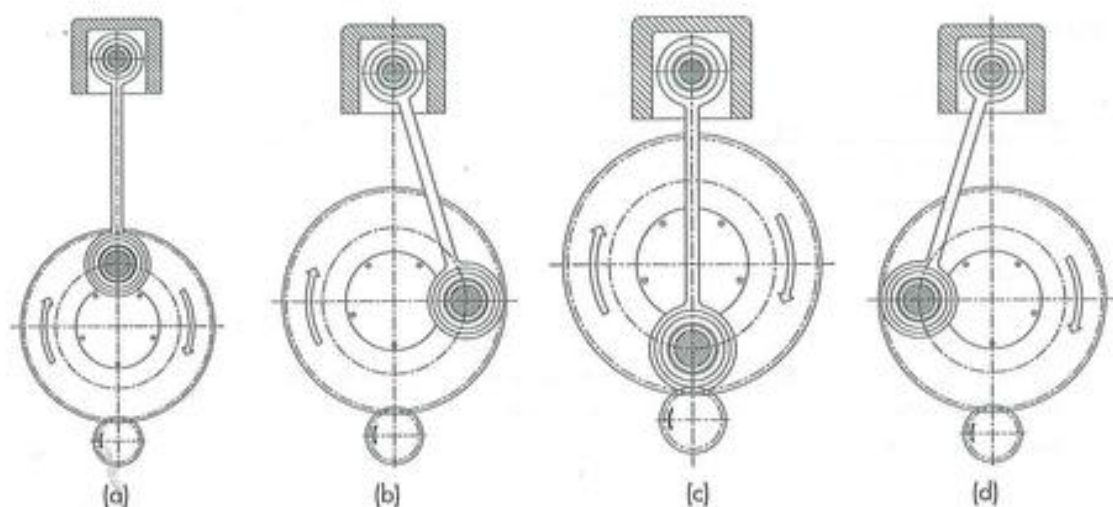


FIGURA 1. (a) La cuchilla está en la posición mas alta. (b) La cuchilla comienza su descenso. (c) La cuchilla produce el corte. (d) La cuchilla se eleva hasta la posición de (a).

Por otro lado se aprovecha el movimiento de giro transmitido a la rueda dentada (marca 14) para mover la polea (marca 5).

2. Elementos normalizados

EN LA MARCA 29

- 2 Rodamientos de rodillos cónicos 32004 X, $d = 20$, $D = 42$, $B = 15$ mm, por lo que el diámetro del eje en la zona de apoyo queda obligada a un diámetro de 20 mm.
- 1 Lengüeta de ajuste tipo A $8 \times 7 \times 20$ DIN 6885. En el dibujo se aprecia claramente que la longitud de la lengüeta coincide con la longitud del tramo de eje donde apoya. Si la lengüeta fuera tipo B, la ranura para su alojamiento debe ser mayor y tendría interferencia con el piñón contiguo (ver figura). La lengüeta tipo A no produce ningún tipo de interferencia con la rueda dentada.

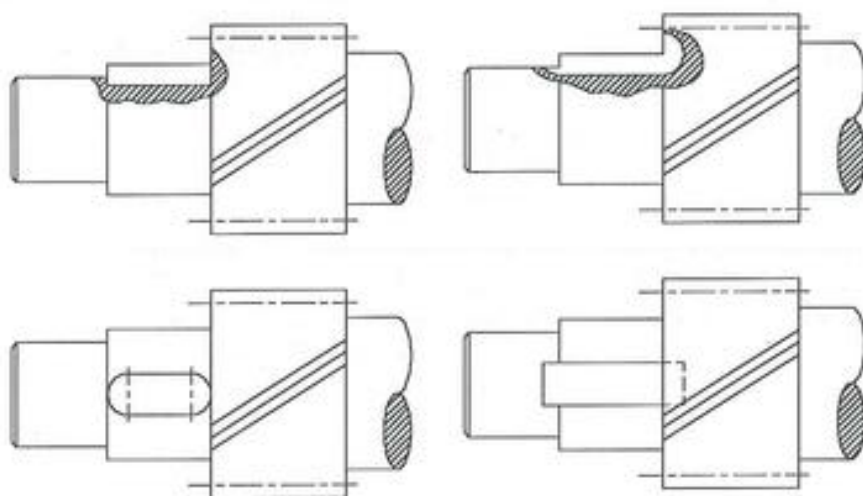


FIGURA 2. La lengüeta de ajuste tipo B se adentra en la rueda dentada produciendo una debilitación de los dientes.

EN LA MARCA 14

- 1 Rodamiento NU 205 de dimensiones: $d=25$, $D=52$ y $B=15$ mm.
- 5 Tornillos M3, por lo que la rueda dentada tendrá cinco agujeros roscados M3 ciegos, para realizar la unión con la marca 12.

EN LA MARCA 12

- 1 Pasador cilíndrico tipo A 2×16 UNE 17-061-79.
- 5 Tornillos M3, por lo que la marca 12 llevará 5 agujeros pasantes de $\phi 3,4$ H13. Los tornillos tienen que ser de cabeza avellanada para que no interfieran con las partes móviles del mecanismo.

3. Resolución de los ajustes

- 1) Se pide determinar el ajuste entre el aro interior del rodamiento de rodillos cónicos y el eje marca 29.

El diámetro nominal para este ajuste es de 20 mm. La posición de la zona de tolerancia del aro interior del rodamiento viene determinada por las tablas adjuntas y tiene el valor $D_s = 0 \mu\text{m}$ y $D_i = -12 \mu\text{m}$. El elemento rodante es el eje por lo que el ajuste con el rodamiento será un aprieto. Las condiciones del ajuste son:

$$\text{Aprieto máximo} \leq 38 \mu\text{m}$$

$$\text{Aprieto mínimo} \geq 0 \mu\text{m}$$

En este caso el aro interior hace las funciones de agujero y la marca 29 las de eje. En la figura queda reflejado este ajuste.

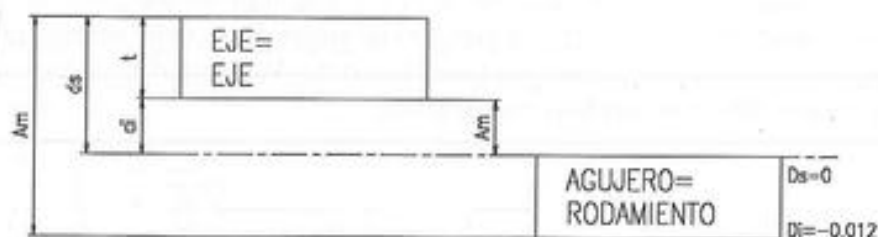


FIGURA 3. Ajuste entre el rodamiento de rodillos cónicos y la marca 29.

La tolerancia del agujero (aro del rodamiento) es $T = 12 \mu\text{m}$

Se sabe que $T + t = AM - Am$, de donde $t = AM - Am - T = 38 - 0 - 12 = 26 \mu\text{m}$

En la tabla de calidades de las tolerancias, se busca un índice de calidad alrededor de $26 \mu\text{m}$. La calidad IT7 tiene un valor de $t = 21 \mu\text{m}$.

Resolviendo las ecuaciones del ajuste:

$$d_i = Am = 0 \mu\text{m}$$

Se buscan posiciones de tolerancias de ejes que verifiquen esta ecuación. Se obtiene que para la posición k y un índice de tolerancia IT7 la diferencia inferior vale $d_i = 2 \mu\text{m}$.

Se verifican los valores de apriete máximo y mínimo.

$$Am = di = 2 \mu m \geq 0 \mu m$$

$$AM = t + T + di = 21 + 12 + 2 = 35 \mu m \leq 38 \mu m$$

Entonces el valor del apriete para el eje marca 29 es 20 k7. Sin embargo este ajuste no es preferente, por lo que la solución correcta es 20 k6.

- 2) El siguiente ajuste es el existente entre el rodamiento de rodillos cilíndricos y el eje que soporta el engranaje. Para que este gire correctamente debe existir un juego entre el aro interior del rodamiento (agujero del ajuste) y el eje corto (eje del ajuste). El diámetro nominal es 25 mm. Las condiciones del ajuste son:

$$\text{Juego máximo} \leq 45 \mu m$$

$$\text{Juego mínimo} \geq 5 \mu m$$

Las tolerancias del aro interior del rodamiento se obtienen de las tablas anexas siendo $Di = -10 \mu m$ y $Ds = 0 \mu m$. De ahí que sea $T = 10 \mu m$

El esquema del ajuste queda representado en la figura siguiente:

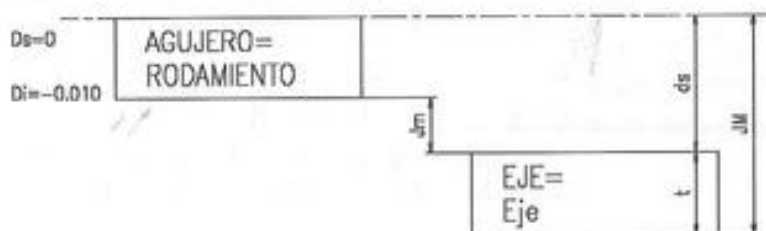


FIGURA 4. Ajuste entre el rodamiento de rodillos cilíndricos y el eje corto.

$$T + t = JM - Jm = 45 - 5 = 40 \mu m$$

$$t = 40 - T = 40 - 10 = 30 \mu m$$

En la tabla de calidades se escoge un índice de calidad IT7 de valor $t = 21 \mu m$. Estableciendo las ecuaciones:

$$ds \geq T + Jm = 10 + 5 = 15 \mu m$$

$$ds \leq JM - t = 45 - 21 = 24 \mu m$$

De las tablas para ejes, se obtiene una posición f cuya $ds = -20 \mu m$. Comprobando el juego máximo y el juego mínimo:

$$Jm = ds - T = 20 - 10 = 10 \mu m \geq 5 \mu m$$

$$JM = ds + t = 20 + 21 = 41 \mu m \leq 45 \mu m$$

El ajuste elegido es 25 f7, siendo este además un ajuste preferente.

- 3) Para calcular este ajuste, se parte de los resultados obtenidos anteriormente. El eje tiene una dimensión igual a 25 f7. El ajuste que se establece entre la marca 2 (carcasa) y el eje es un apriete. Las condiciones del apriete que se exigen son:

$$\text{Apriete máximo} \leq 50 \mu m$$

$$\text{Apriete mínimo} \geq 6 \mu m$$

En el esquema se muestra el ajuste:



FIGURA 5. Ajuste entre la carcasa y el eje corto.

$$AM - Am = T + t, \text{ como } t = 21 \mu\text{m}, T = AM + Am - T = 48 - 6 - 21 = 21 \mu\text{m}.$$

De la tabla de calidades para diámetro nominal de 25 mm, se obtiene que para un IT7 la tolerancia $T = 21 \mu\text{m}$.

Las ecuaciones son:

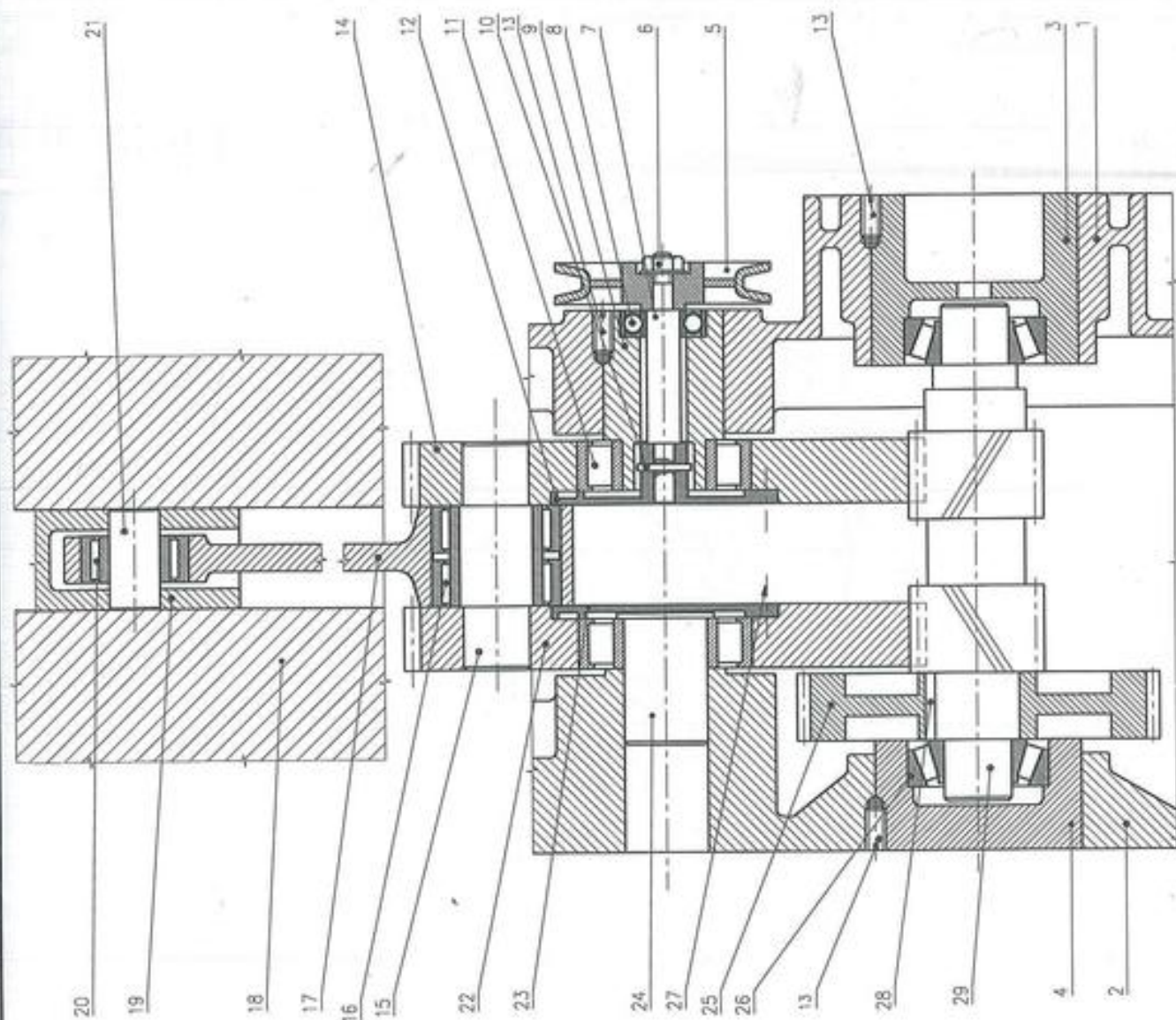
$$\begin{aligned} Ds &\geq ds + t + Am = 20 + 21 + 6 = 47 \\ Ds &\leq AM + ds - T = 50 + 20 - 21 = 49 \end{aligned}$$

Valor que de Ds que se verifica para una posición V.

Los valores del ajuste son:

$$\begin{aligned} Am &= Ds - ds - t = 47 - 20 - 21 = 6 \mu\text{m} \\ AM &= t + T + Am = 21 + 21 + 6 = 48 \mu\text{m} \end{aligned}$$

El valor del ajuste será $25 V7 / f7$.

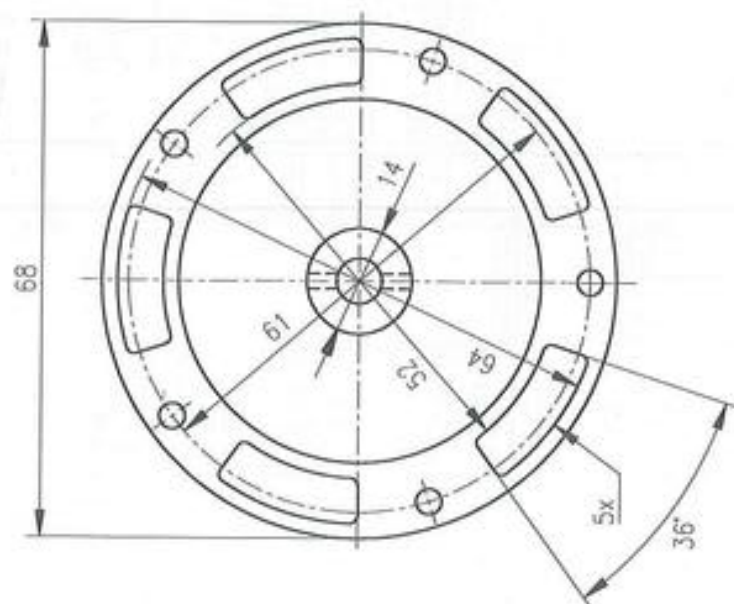
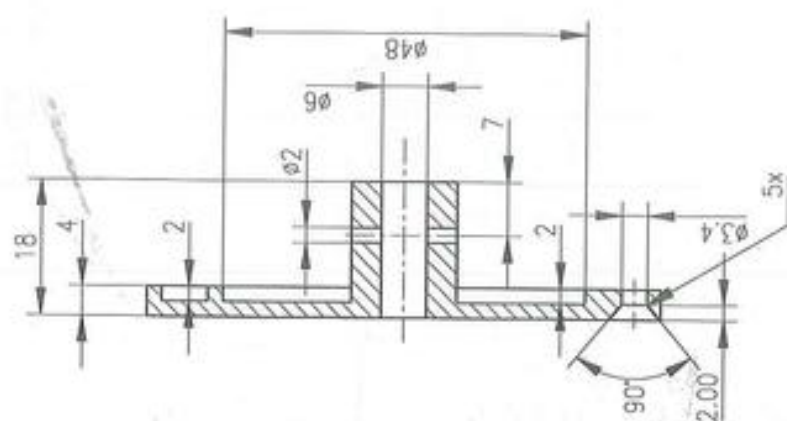


Nº piezas	Denominación	Material	Modelo	Medida
1	Arbol principal	29	28.20	
1	Lengüeta de ajuste	28		
10	Tornillos	27		8x20 DIN 6335
2	Resorte	26		M3x8 DIN 7991
1	Rueda dentada	25	28.18	32004 x
1	Eje cónico	24	28.18	
1	Cierre	23	28.17	
1	Rueda dentada	22	28.16	
1	Guía	21	28.15	
1	Resorte	20		15 x 28 x 8
1	Soporte de cuchillo	19	28.14	
1	Guía	18	28.13	
1	Bloque	17	28.12	
1	Resorte	16		22 x 30 x 8
1	Muelle	15	28.11	
1	Rueda dentada	14	28.10	
15	Prisionero	13		M6x14 DIN 551
12	Cierre	12	28.09	
2	Resorte	11		NU 205
1	Resorte	10		A 2x14 DIN 7
1	Soporte del eje	9	28.08	
1	Resorte	8		6304
1	Eje de pivote	7	28.07	
1	Tuerca	6		M6 DIN 6331
1	Pala	5	28.06	
1	Tapa izquierda	4	28.05	
1	Tapa derecha	3	28.04	
1	Carcasa izquierda	2	28.03	
1	Carcasa derecha	1	28.02	
Nº piezas	Denominación	Material	Modelo	Medida

GUILLOTINA

DISEÑO INDUSTRIAL

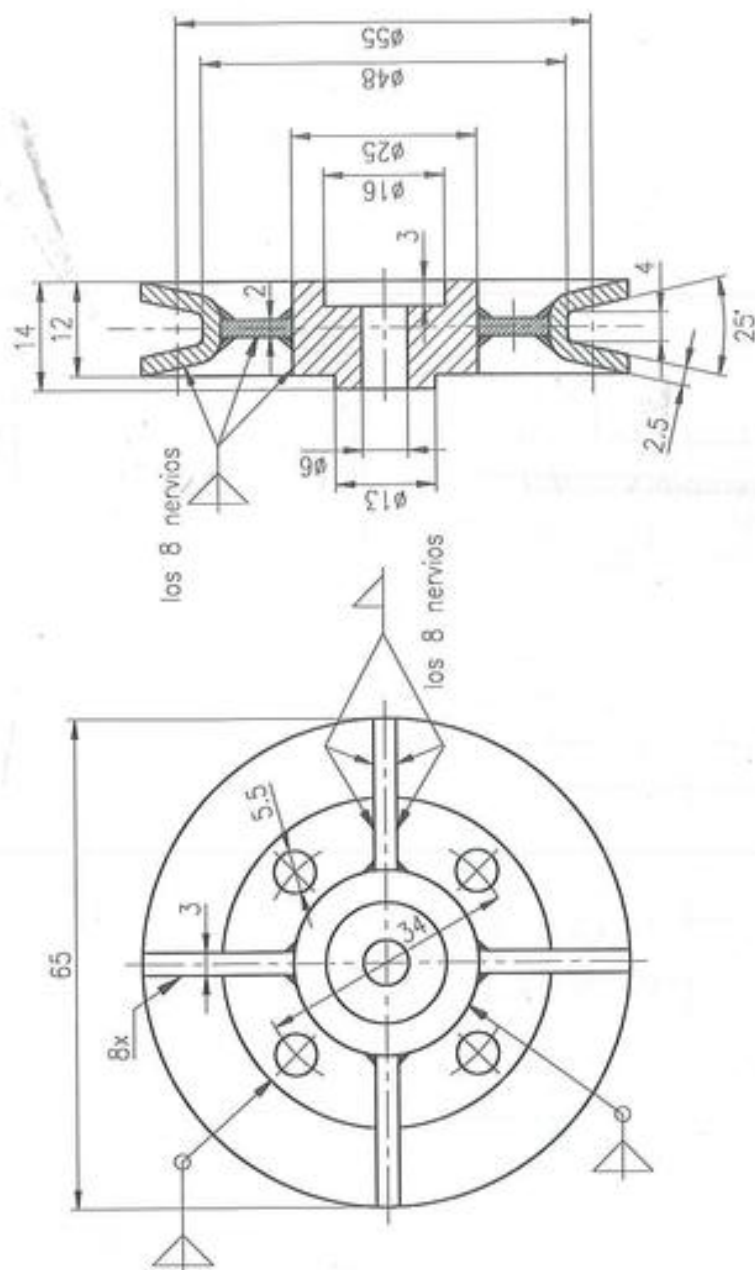
Para nº 28.01



MODIFICACIONES		EDICION	
Tol. gen. Escala 1:1		Hoja n°	
Fecha Nombre Dibuja Compr.		N° hojas	
Sustituye a: Plano n°: 28.09		Sustituido por:	

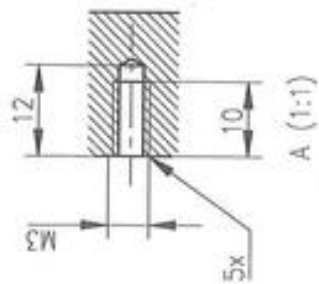
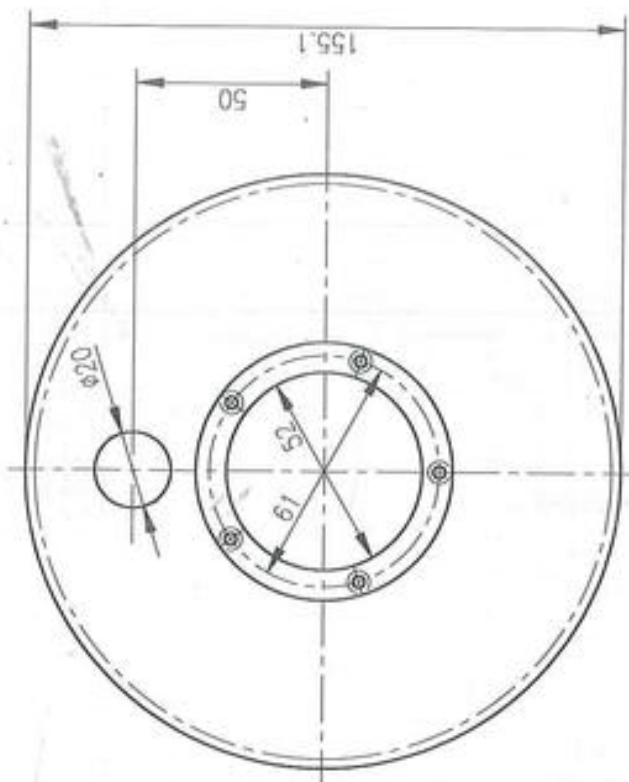
CIERRE

DIBUJO INDUSTRIAL



Todos los cordones sin acotar son 2Δ

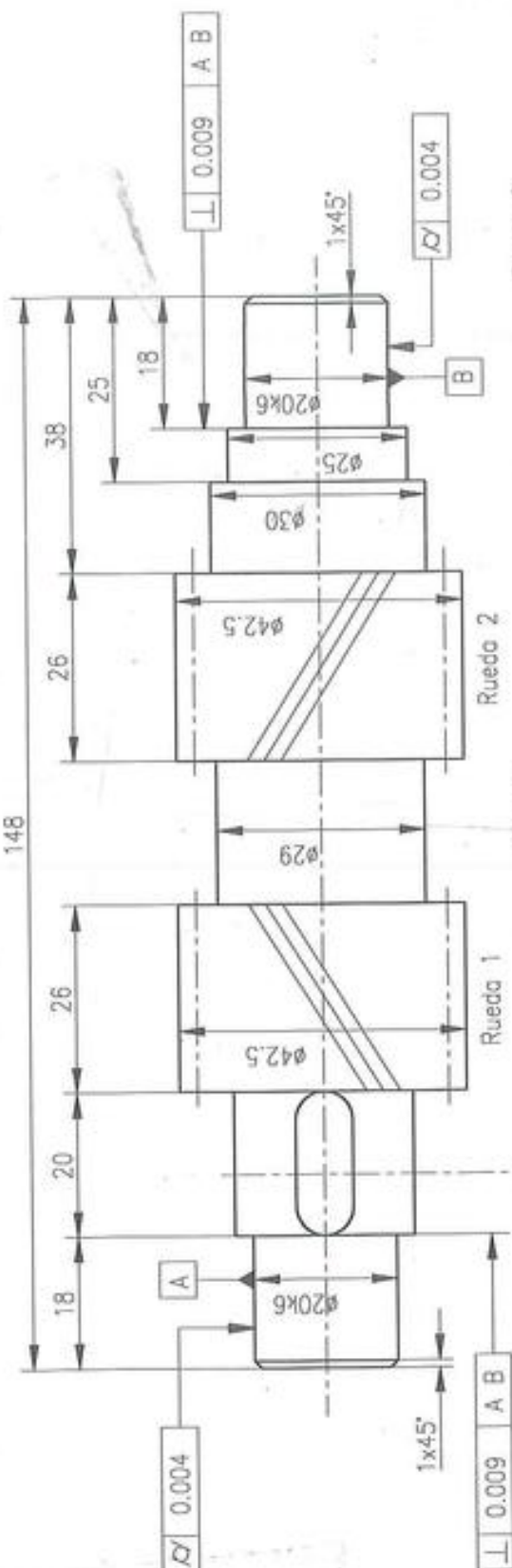
MODIFICACIONES	Tol. gen.	Escala	POLEA		EDICION	
			Fecha	Nombre	Hoja nº	Nº hojas
			1:1			
			Dibujad		DIBUJO INDUSTRIAL	
			Compr.			
			Sustituye a:		Sustituido por:	
			Plano nº: 28.06			



Módulo normal	mn	2.5
Número de dientes	Z	52
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	150.1
Distancia entre ejes	C	93.8
Angulo de la hélice		30
Sentido de la hélice		izquierdas
Rueda conjugada	Na de dientes	13
	Plano No	28.20

MODIFICACIONES		RUEDA DENTADA		EDICION
	Tol. gan. Escuela			
		1:2		
		Fecha	Nombre	Hoja nº
		Dibujad.		
		Comar.		
	Sustituya a:		Nº hojas	
	Plano nº: 28.10		Sustituido por:	

148



Rueda 1

Rueda 2

Rueda 2

Módulo normal	mn	2.5
Número de dientes	Z	13
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	37.5
Distancia entre ejes	C	93.8
Ángulo de la hélice		30
Sentido de la hélice		izquierdas
Rueda conjugada	No de dientes	52
	Plano No	28.16

Módulo normal	mn	2.5
Número de dientes	Z	13
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	37.5
Distancia entre ejes	C	93.8
Ángulo de la hélice		30
Sentido de la hélice		Derechos
Rueda conjugada	No de dientes	52
	Plano No	28.10

MODIFICACIONES

Tel. gen. Escuela

1:1

Fecha

Nombre

Dibujado

Comar.

Sustituye al:

Sustituido por:

Plano nº: 28.20

EDICION

Hoja nº

Nº hojas

ARBOL PRINCIPAL

DIBUJO INDUSTRIAL

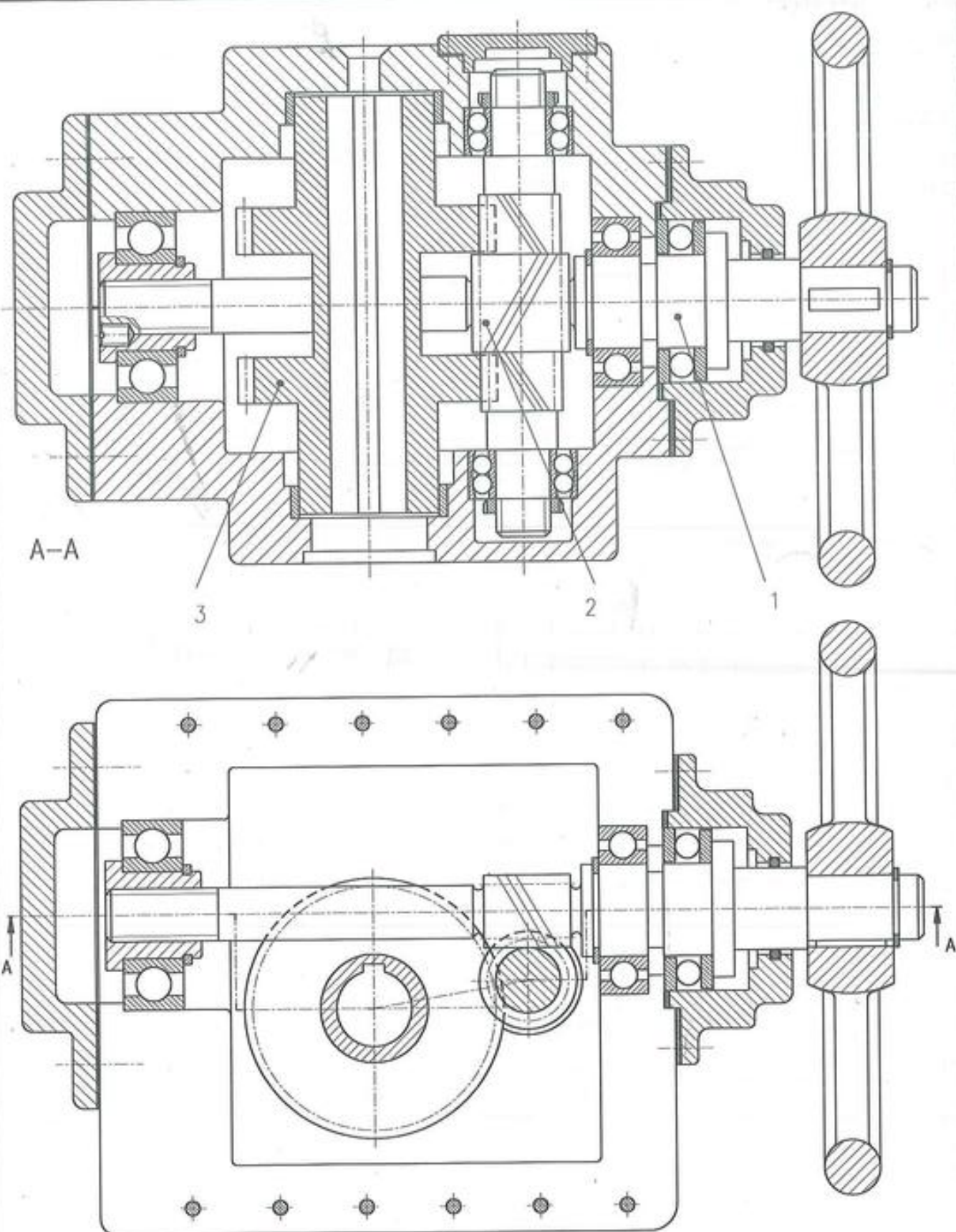
El siguiente reductor se utiliza en instalaciones petrolíferas para facilitar el cierre o la apertura de válvulas de distribución del petróleo.

Se pide:

- 1) Despiece acotado completo de las marcas 1, 2 y 3.

Se conoce que el módulo normal del husillo es de 1,5 y que el ángulo exacto de su hélice es de 60° . Su índice de reducción es de $7/17$.

En el eje de salida, el ángulo exacto de la hélice es de 55° y su módulo normal es 2. Su índice de reducción es de $7/26$.



MODIFICACIONES				HUSILLO MANUAL		EDICION
		Tol. gen.	Escala			
			1:2			
		Fecha	Nombre			Hoja nº
		Dibujad.		DIBUJO INDUSTRIAL		
		Compr.				
		Sustituye a:			Sustituido por:	Nº hojas
		Plano nº: 29.01				

Del reductor de tornillo sin fin – corona se pide el despiece de las marcas 3, 4, 5 y 9 sabiendo que el índice de reducción es 32, el módulo normal 2 y el ángulo de hélice 85° .

1. Funcionamiento

El siguiente conjunto es un reductor de tornillo sin fin de dientes cóncavos. El tornillo mantiene su forma cilíndrica, siendo la corona la que se adapta a la forma del tornillo. permite la transmisión de movimiento entre ejes que se cruzan a 90° .

Por la configuración propia de un tornillo sin fin, el ángulo de hélice dado de 85° es el del tornillo y el de la corona 5° .

2. Cálculo del engranaje

Dado que el índice de reducción es 32, se tiene:

$$i = 32 = \frac{Z_{\text{corona}}}{Z_{\text{tornillo}}} = \frac{32k}{k}$$

Por otra parte, midiendo del plano y aplicando la escala correspondiente, se tiene una distancia entre centros aproximada de 43 mm, por lo que,

$$2c = \frac{m_n Z_{\text{tornillo}}}{\cos \beta_{\text{tornillo}}} + \frac{m_n Z_{\text{corona}}}{\cos \beta_{\text{corona}}}$$

Dado que la suma de ángulos de hélice de tornillo y corona debe ser 90° , si el tornillo tiene ángulo de hélice 85° , la corona tendrá 5° , por lo que:

$$86 = \frac{2 \times k}{\cos 85} + \frac{2 \times 32k}{\cos 5}, \text{ de donde, } k = 0,986 \approx 1$$

así pues:

$$Z_{\text{tornillo}} = 1 \quad \text{y} \quad Z_{\text{corona}} = 32$$

y

$$dp_{\text{tornillo}} = \frac{m_n Z_{\text{tornillo}}}{\cos \beta_{\text{tornillo}}} = \frac{2 \times 1}{\cos 85} = 23,0$$

$$dp_{\text{corona}} = \frac{m_n Z_{\text{corona}}}{\cos \beta_{\text{corona}}} = \frac{2 \times 32}{\cos 5} = 62,4$$

$$dp_{\text{tornillo}} = \left(\frac{m_n Z_{\text{tornillo}}}{\cos \beta_{\text{tornillo}}} + \frac{m_n Z_{\text{corona}}}{\cos \beta_{\text{corona}}} \right) = 43,6$$

3. Selección de elementos normalizados *

TORNILLO SIN FIN

En esta pieza se encuentra la mayoría de los elementos normalizados que van a afectar a la acotación del despiece de las marcas indicadas. Estos elementos son los siguientes:

- Lengüeta de ajuste (marca 20): el diámetro del eje que la soporta es de 10 mm. La selección es una lengüeta de ajuste B $3 \times 3 \times 16$ DIN 6885. En la tabla se ofrecen los valores de la anchura de la ranura del eje, 3 P9, y la profundidad de la ranura $t_1 = 1,8$. El tipo de lengüeta en este caso no es posible determinarlo, pero se ha elegido un tipo A de longitud 16 mm.
- Obturador $10 \times 14 \times 3$
- Tuerca almenada de M12
- Pasador de aletas para un eje de M12. El pasador seleccionado es un pasador de aletas $3,2 \times 25$ UNE 17059. La longitud seleccionada debe ser la suficiente para poder doblar los extremos del pasador e impedir el movimiento.
- Arandela A 13 DIN 125. Para una rosca M12, se utiliza una arandela de diámetro interior 13 mm.
- Pareja de rodamientos rígidos de bolas 6002 de dimensiones $d_i = 15$, $D = 32$ y $B = 9$. El rodamiento fija el diámetro de la zona del eje donde se apoya y la anchura del asiento del mismo.
- Arandela de retención 12 UNE 18036-78. Esta arandela obliga a la construcción de una ranura sobre el eje de profundidad 1,5 (el valor $M = 10,5$) y de anchura $f_1 = 3$.
- Tuerca de fijación M12 $\times$ 1 UNE 18035.

EJE DE CORONA

- Lengüeta redonda: En los dos extremos del eje existen dos ranuras para acoplar unas lengüetas redondas. El diámetro de los extremos es 20 mm. La lengüeta correspondiente es una lengüeta redonda de disco $6 \times 7,5$ DIN 6888. Esta tiene un diámetro $d_2 = 19$ mm y un valor de $t_1 = 5,1$ y un ancho de ranura de 6 P9. La cota de situación del centro de la ranura respecto al eje es: $20/2 - 5,1 + 9,5 = 14,4$
- Obturador $20 \times 26 \times 4$.
- Tuerca almenada de M22
- Pasador de aletas para un diámetro M22. El pasador seleccionado es un pasador de aletas 5×36 UNE 17059. Su longitud debe permitir que los extremos se doblen e impidan el giro entre la tuerca y el eje.
- Pareja de rodamientos rígidos de bolas 6205 de dimensiones $d_i = 25$, $D = 52$ y $B = 15$. En este caso el rodamiento fija el diámetro de la zona del eje donde se apoya.
- Lengüeta de ajuste (marca 27). El diámetro de selección viene determinado por los rodamientos ya que obligan a que el eje en toda esa zona tenga un valor de 25 mm. La elegida es una lengüeta de ajuste A $8 \times 7 \times 20$ DIN 6885. Para esta lengüeta se tiene una profundidad de ranura $t_1 = 4$ y una anchura de 8 P9. Se ha seleccionado una lengüeta tipo A ya que la ranura del eje en caso de ser una lengüeta tipo B podría interferir con el asiento del rodamiento.

CORONA

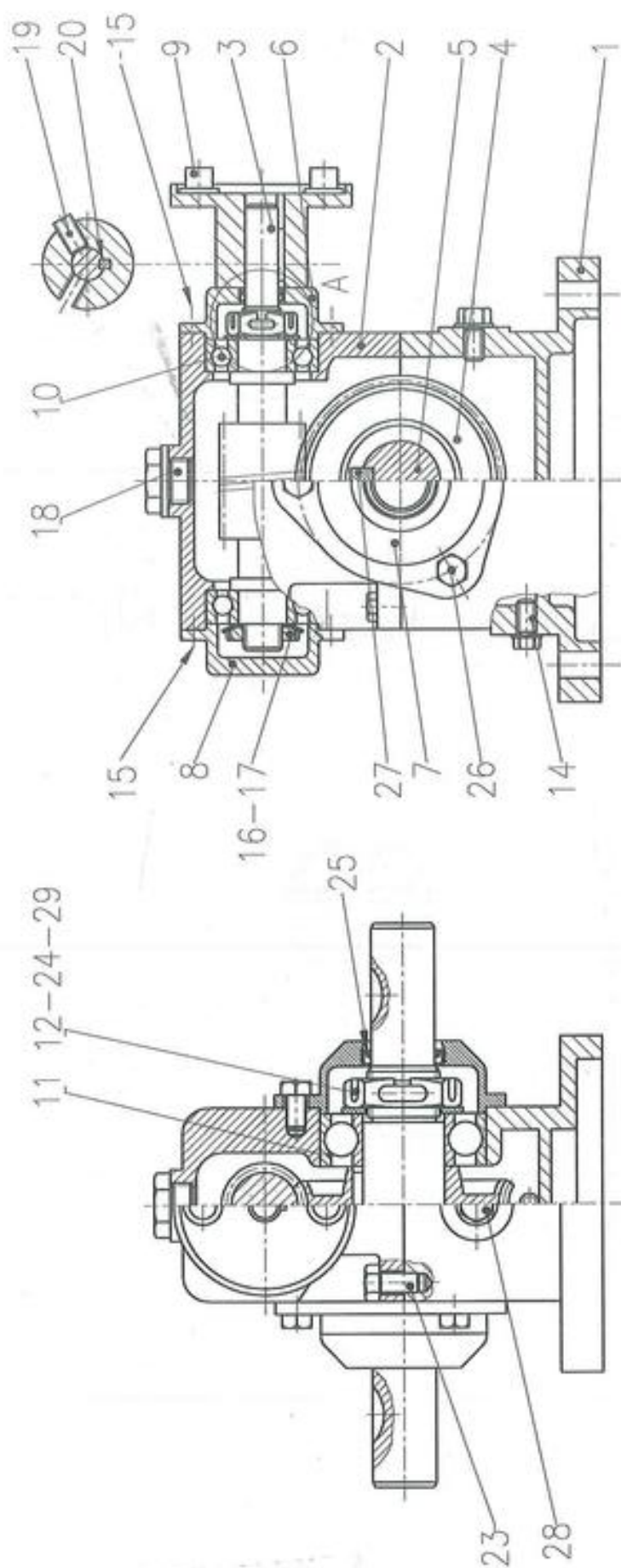
La corona lleva el cubo correspondiente a la lengüeta de ajuste A $8 \times 7 \times 20$ DIN 6885. El valor de la profundidad del cubo es 3,3 mm y la anchura vale 8 P9.

El radio de la circunferencia directriz de las superficies tóricas es la distancia entre centros del reductor, por lo que el diámetro será el doble: $D = 2 \times 43,6 = 87,2$.

El radio de la generatriz de la superficie exterior de los dientes de la corona se obtendrá a partir del del diámetro anterior y del diámetro exterior de la corona de la forma: $R = (87,2 - (62,2 + 2 \times 2)) / 2 = 9,5$.

VOLANTE

El volante lleva una ranura para alojar la lengüeta de ajuste B $3 \times 3 \times 16$ DIN 6885. El valor t_2 es 1,4 mm y la anchura vale 3 P9.



1	Arandela de retención	17	12 UNF 18036-70	Acero
2	Tornillo de fijación	18	M12x1 UNF 18036	Acero
3	Tornillo de engrase	19	M6x10 DIN 913	Acero
4	Chumbrador	20	M6x10 DIN 910	Acero
5	Tuerca	21	10x14x3	Cuchilla
6	Rodamiento	22	M22 DIN 827	Acero
7	Vigilancia	23	8205	Acero
8	Tapa	24	8002	Acero
9	Eje de correa	25	30.10	Acero
10	Correa	26	30.09	Acero
11	Tornillo sin fin	27	30.08	Acero
12	Quero superior	28	30.07	Acero
13	Quero inferior	29	30.06	Acero
14	Quero superior	30	30.05	Acero
15	Quero inferior	31	30.04	Acero
16	Quero superior	32	30.03	Acero
17	Quero inferior	33	30.02	Acero
18	Quero superior	34	30.01	Acero
19	Quero inferior	35	30.00	Acero
20	Quero superior	36	30.00	Acero
21	Quero inferior	37	30.00	Acero
22	Quero superior	38	30.00	Acero
23	Quero inferior	39	30.00	Acero
24	Quero superior	40	30.00	Acero
25	Quero inferior	41	30.00	Acero
26	Quero superior	42	30.00	Acero
27	Quero inferior	43	30.00	Acero
28	Quero superior	44	30.00	Acero
29	Quero inferior	45	30.00	Acero
30	Quero superior	46	30.00	Acero
31	Quero inferior	47	30.00	Acero
32	Quero superior	48	30.00	Acero
33	Quero inferior	49	30.00	Acero
34	Quero superior	50	30.00	Acero
35	Quero inferior	51	30.00	Acero
36	Quero superior	52	30.00	Acero
37	Quero inferior	53	30.00	Acero
38	Quero superior	54	30.00	Acero
39	Quero inferior	55	30.00	Acero
40	Quero superior	56	30.00	Acero
41	Quero inferior	57	30.00	Acero
42	Quero superior	58	30.00	Acero
43	Quero inferior	59	30.00	Acero
44	Quero superior	60	30.00	Acero
45	Quero inferior	61	30.00	Acero
46	Quero superior	62	30.00	Acero
47	Quero inferior	63	30.00	Acero
48	Quero superior	64	30.00	Acero
49	Quero inferior	65	30.00	Acero
50	Quero superior	66	30.00	Acero
51	Quero inferior	67	30.00	Acero
52	Quero superior	68	30.00	Acero
53	Quero inferior	69	30.00	Acero
54	Quero superior	70	30.00	Acero
55	Quero inferior	71	30.00	Acero
56	Quero superior	72	30.00	Acero
57	Quero inferior	73	30.00	Acero
58	Quero superior	74	30.00	Acero
59	Quero inferior	75	30.00	Acero
60	Quero superior	76	30.00	Acero
61	Quero inferior	77	30.00	Acero
62	Quero superior	78	30.00	Acero
63	Quero inferior	79	30.00	Acero
64	Quero superior	80	30.00	Acero
65	Quero inferior	81	30.00	Acero
66	Quero superior	82	30.00	Acero
67	Quero inferior	83	30.00	Acero
68	Quero superior	84	30.00	Acero
69	Quero inferior	85	30.00	Acero
70	Quero superior	86	30.00	Acero
71	Quero inferior	87	30.00	Acero
72	Quero superior	88	30.00	Acero
73	Quero inferior	89	30.00	Acero
74	Quero superior	90	30.00	Acero
75	Quero inferior	91	30.00	Acero
76	Quero superior	92	30.00	Acero
77	Quero inferior	93	30.00	Acero
78	Quero superior	94	30.00	Acero
79	Quero inferior	95	30.00	Acero
80	Quero superior	96	30.00	Acero
81	Quero inferior	97	30.00	Acero
82	Quero superior	98	30.00	Acero
83	Quero inferior	99	30.00	Acero
84	Quero superior	100	30.00	Acero

REDUCTOR

DISCO INDUSTRIAL

Fig. 1/2
1/2
1/2

Fig. 1/2
1/2
1/2

Fig. 1/2
1/2
1/2

Fig. 1/2
1/2
1/2

Fig. 1/2
1/2
1/2

Fig. 1/2
1/2
1/2

Fig. 1/2
1/2
1/2

Fig. 1/2
1/2
1/2

Fig. 1/2
1/2
1/2

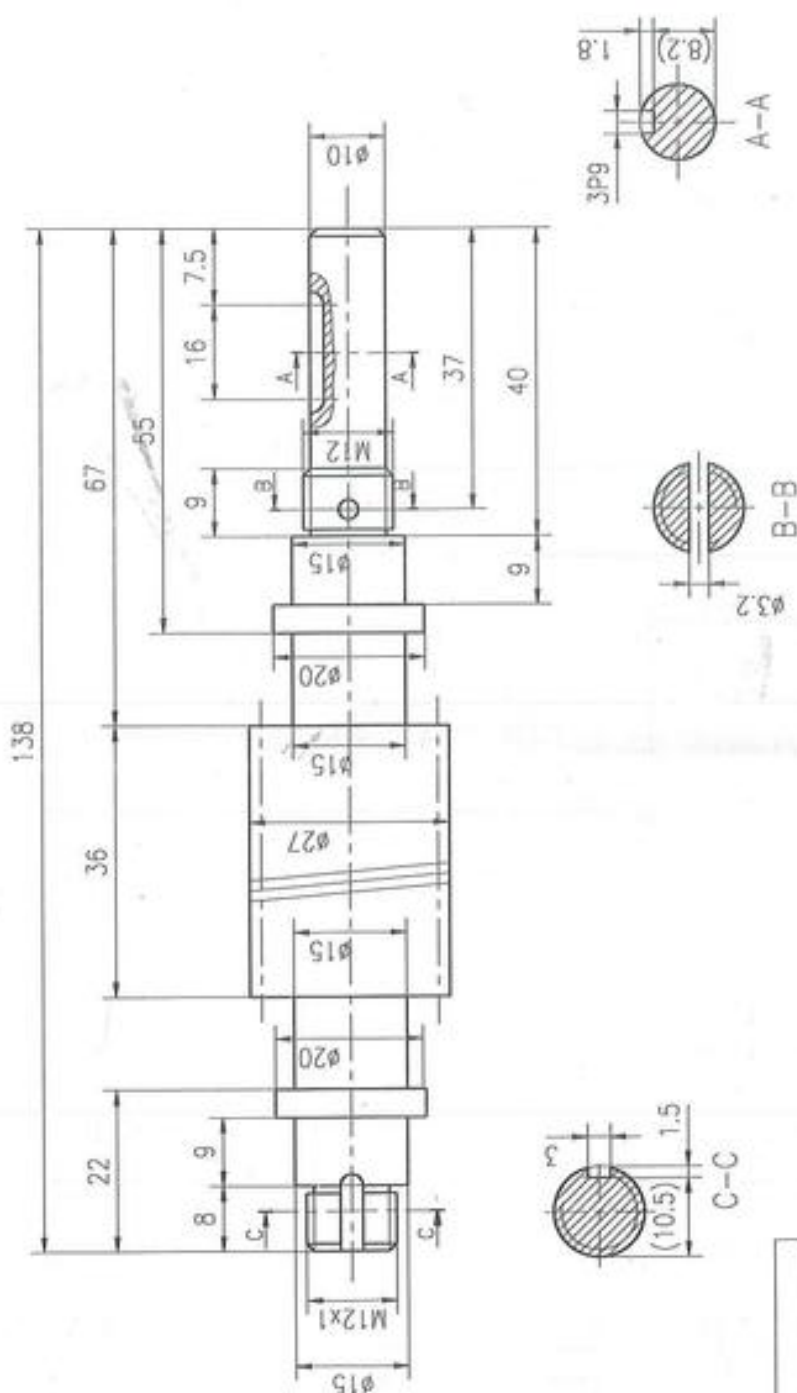
Fig. 1/2
1/2
1/2

Fig. 1/2
1/2
1/2

Fig. 1/2
1/2
1/2

Fig. 1/2
1/2
1/2

Fig. 1/2
1/2
1/2



DATOS DEL TORNILLO SIN FIN

Modulo normal	mn	2
Numero de entradas	Z	1
Cremallera tipo		UNE 18016
Diámetro primitivo	dp	23
Distancia entre ejes	C	43.6
Angulo de la helice		85°
Sentido de la helice		derechas
Rueda conjugada	N de dientes	32
	Plano N	30.05

MODIFICACIONES			TORNILLO SINFIN		EDICION	
	Tol.gen. Escala					
			1:1			
			Fecha	Nombre	Hoja nº	
			Dibuj			
			Compr.			
			Sustituye a:		Nº hojas	
			Sustituido por:			
			Plano nº: 30.04			

Del conjunto "Berbiqui" se sabe que el módulo del piñón cónico es 2 y el del piñón cilíndrico 1,5. El índice de reducción del engranaje cónico recto es de 1:2 y el del cilíndrico recto es de 1:3. El resto de parámetros necesarios para determinar los números de dientes de las ruedas dentadas se tomarán como aproximados medidos en el plano.

Se pide: Despiece acotado de las marcas 3, 4, 5, 6, 7 y 12.

1. Solución

1.1. Elementos normalizados

Son elementos normalizados las marcas 19, 20, 21, 22, 23 y 24. Sus designaciones aparecen en el plano de conjunto.

Marca 19: Pasador de aletas $3,2 \times 14$ UNE 17-059. El diámetro del agujero pasante donde se aloja el pasador que une las marcas 5 y 6 será de 3,2.

Marca 20: Pasador de aletas $3,2 \times 14$ UNE 17-059. El diámetro del agujero pasante donde se aloja el pasador que une las marcas 3 y 6 será de 3,2.

Marca 21: Pasador de aletas $3,2 \times 14$ UNE 17-059. El diámetro del agujero pasante donde se aloja el pasador que une las marcas 4 y 7 será de 3,2.

Marca 22: Anillo de seguridad 12×1 DIN 471. Sujeta los dos ejes de marca 6 respecto a la carcasa de marca 1. Las dimensiones de la ranura que se debe construir sobre el eje de marca 6 son: $d_2 = 11,5$, $m = 1,1$ $n(\text{mínimo}) = 0,8$.

Marca 23: Anillo de seguridad $8 \times 0,8$ DIN 471. Sujeta el eje de manivela de marca 16 respecto a la manivela de marca 15. Las dimensiones de la ranura que se debe construir sobre el eje de manivela son: $d_2 = 7,6$, $m = 0,9$ $n(\text{mínimo}) = 0,6$.

Marca 24: Rodamiento axial de bolas 51100 de dimensiones: $d = 10$, $D = 24$, $H = 9$.

2. Cálculo de los engranajes

2.1. Engranaje cónico

El módulo es 2 y el índice de reducción 2. Midiendo del plano de conjunto y aplicando la escala se tendrá un valor aproximado de generatriz del cono primitivo $G = 32$.

Así pues:

$$i = 2 = \frac{Z_{21}}{Z_1} = \frac{2 \times k}{k} \quad \text{y} \quad G = \sqrt{\left(\frac{dp_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{dp_{21}}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{m \times Z_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{m \times Z_{21}}{2}\right)^2}$$

de donde: $32^2 \times 4 = (2 \times 2k)^2 + (2 \times k)^2$, por lo que: $k = 14,31 \approx 14$ y:

$$Z_1 = 14 \quad \text{y} \quad Z_{21} = 28 \quad dp_1 = 28 \quad \text{y} \quad dp_{21} = 56 \quad G = 31,3$$

2.2. Engranaje cilíndrico

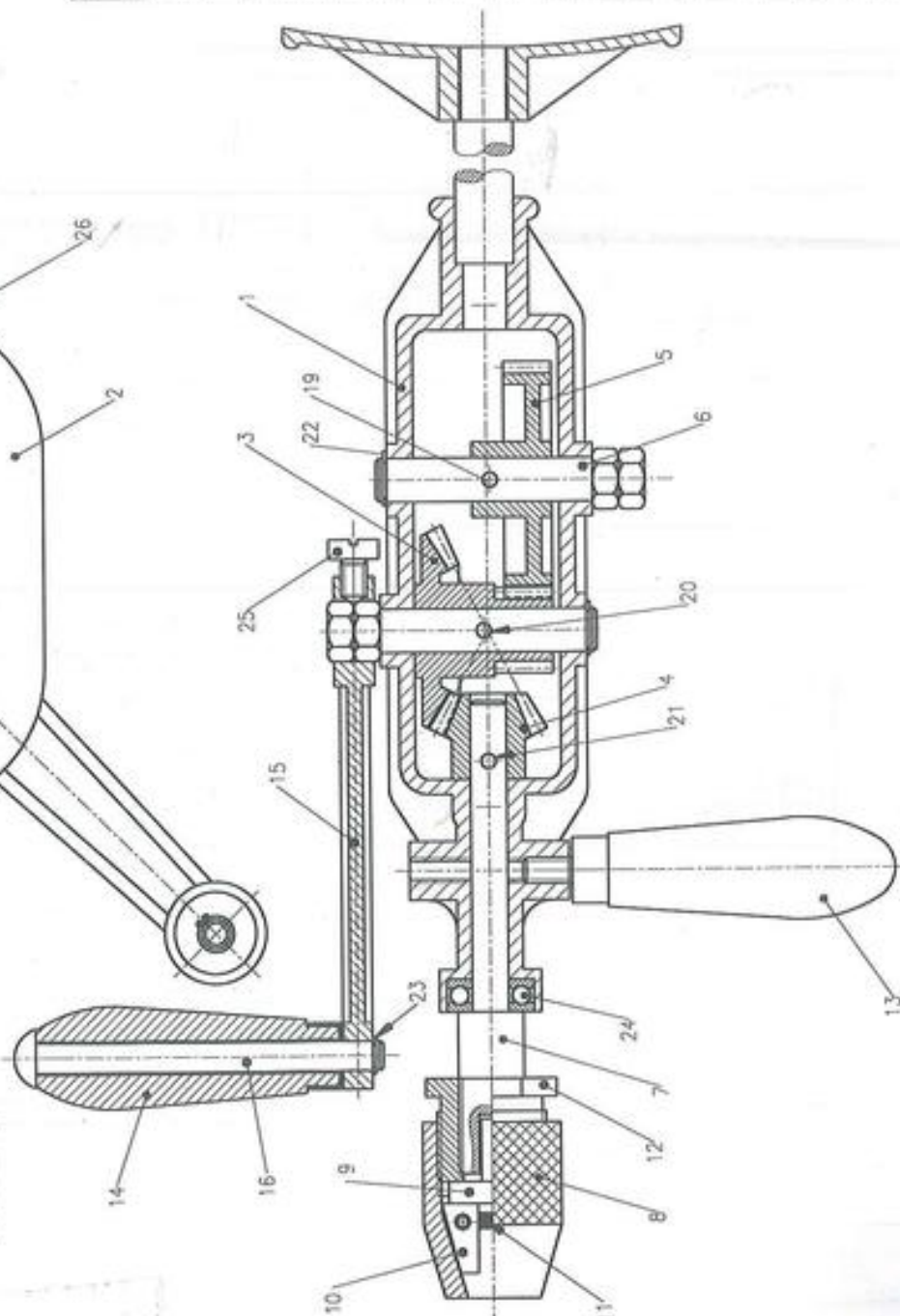
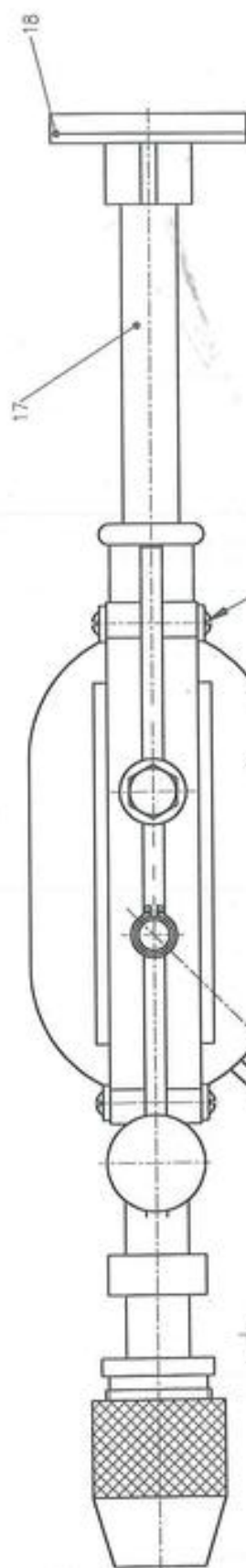
El módulo es 2 y el índice de reducción 3. Midiendo del plano de conjunto y aplicando la escala se tendrá un valor aproximado de distancia entre ejes $C = 42$.

Así pues:

$$i = 3 = \frac{Z_3}{Z_{22}} = \frac{3 \times k}{k} \quad \text{y} \quad C = \frac{dp_{22} + dp_3}{2} = \frac{m \times Z_{22} + m \times Z_3}{2}$$

de donde: $42 \times 2 = (1.5 \times 3k) + (1.5 \times k)$, por lo que: $k = 14$ y:

$$Z_{22} = 14 \quad \text{y} \quad Z_3 = 42 \quad dp_{22} = 21 \quad \text{y} \quad dp_3 = 63, \quad C = 42$$



4	TORNILLO	26	31-21	ACERO
1	TORNILLO DE FIJACION	25	31-20	ACERO
1	ROSAMENTO	24		51100
1	ANILLO DE SEGURIDAD	23		8x0.8 DIN 471
2	ANILLO DE SEGURIDAD	22		12x1 DIN 471
1	PASADOR DE ALIAS	21		3.5x25 UNE 17-058
1	PASADOR DE ALIAS	20		3.5x32 UNE 17-058
1	PASADOR DE ALIAS	19		3.5x25 UNE 17-058
1	APORTE	18	31-19	ACERO
1	VASTAGO	17	31-18	ACERO
1	E.E. DE MANIVELA	16	31-17	ACERO
1	MANIVELA	15	31-16	ACERO
1	MANGO	14	31-15	MACERA
1	MANGO	13	31-14	
1	SOPORTE DE MORDAZA	12	31-13	ACERO
4	MUELLE	11	31-12	ACERO
4	CARRA	10	31-11	ACERO
1	APORTE CARRAS	9	31-10	ACERO
1	PORTA CARRAS	8	31-09	ACERO
1	E.E.	7	31-08	ACERO
2	E.E. DE RUEDAS DENTADAS	6	31-07	ACERO
1	RUEDA CILINDRICO-RECTA	5	31-06	ACERO
1	PINON CONICO-RECTO	4	31-05	ACERO
1	RUEDA MIXTA	3	31-04	ACERO
2	TAPA	2	31-03	ACERO
1	CAMCASA	1	31-02	ACERO
1	CONDICIONACION			

MODIFICACIONES

1. 2. 3. 4. 5. 6. 7. 8. 9. 10. 11. 12. 13. 14. 15. 16. 17. 18. 19. 20. 21. 22. 23. 24. 25. 26. 27. 28. 29. 30. 31. 32. 33. 34. 35. 36. 37. 38. 39. 40. 41. 42. 43. 44. 45. 46. 47. 48. 49. 50. 51. 52. 53. 54. 55. 56. 57. 58. 59. 60. 61. 62. 63. 64. 65. 66. 67. 68. 69. 70. 71. 72. 73. 74. 75. 76. 77. 78. 79. 80. 81. 82. 83. 84. 85. 86. 87. 88. 89. 90. 91. 92. 93. 94. 95. 96. 97. 98. 99. 100.

BERBIQUI

DIBUJO INDUSTRIAL

EDICION

1. 2. 3. 4. 5. 6. 7. 8. 9. 10. 11. 12. 13. 14. 15. 16. 17. 18. 19. 20. 21. 22. 23. 24. 25. 26. 27. 28. 29. 30. 31. 32. 33. 34. 35. 36. 37. 38. 39. 40. 41. 42. 43. 44. 45. 46. 47. 48. 49. 50. 51. 52. 53. 54. 55. 56. 57. 58. 59. 60. 61. 62. 63. 64. 65. 66. 67. 68. 69. 70. 71. 72. 73. 74. 75. 76. 77. 78. 79. 80. 81. 82. 83. 84. 85. 86. 87. 88. 89. 90. 91. 92. 93. 94. 95. 96. 97. 98. 99. 100.

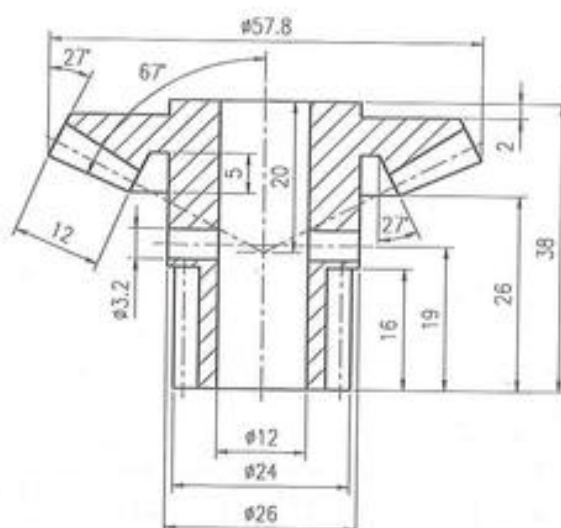
1. 2. 3. 4. 5. 6. 7. 8. 9. 10. 11. 12. 13. 14. 15. 16. 17. 18. 19. 20. 21. 22. 23. 24. 25. 26. 27. 28. 29. 30. 31. 32. 33. 34. 35. 36. 37. 38. 39. 40. 41. 42. 43. 44. 45. 46. 47. 48. 49. 50. 51. 52. 53. 54. 55. 56. 57. 58. 59. 60. 61. 62. 63. 64. 65. 66. 67. 68. 69. 70. 71. 72. 73. 74. 75. 76. 77. 78. 79. 80. 81. 82. 83. 84. 85. 86. 87. 88. 89. 90. 91. 92. 93. 94. 95. 96. 97. 98. 99. 100.

1. 2. 3. 4. 5. 6. 7. 8. 9. 10. 11. 12. 13. 14. 15. 16. 17. 18. 19. 20. 21. 22. 23. 24. 25. 26. 27. 28. 29. 30. 31. 32. 33. 34. 35. 36. 37. 38. 39. 40. 41. 42. 43. 44. 45. 46. 47. 48. 49. 50. 51. 52. 53. 54. 55. 56. 57. 58. 59. 60. 61. 62. 63. 64. 65. 66. 67. 68. 69. 70. 71. 72. 73. 74. 75. 76. 77. 78. 79. 80. 81. 82. 83. 84. 85. 86. 87. 88. 89. 90. 91. 92. 93. 94. 95. 96. 97. 98. 99. 100.

1. 2. 3. 4. 5. 6. 7. 8. 9. 10. 11. 12. 13. 14. 15. 16. 17. 18. 19. 20. 21. 22. 23. 24. 25. 26. 27. 28. 29. 30. 31. 32. 33. 34. 35. 36. 37. 38. 39. 40. 41. 42. 43. 44. 45. 46. 47. 48. 49. 50. 51. 52. 53. 54. 55. 56. 57. 58. 59. 60. 61. 62. 63. 64. 65. 66. 67. 68. 69. 70. 71. 72. 73. 74. 75. 76. 77. 78. 79. 80. 81. 82. 83. 84. 85. 86. 87. 88. 89. 90. 91. 92. 93. 94. 95. 96. 97. 98. 99. 100.

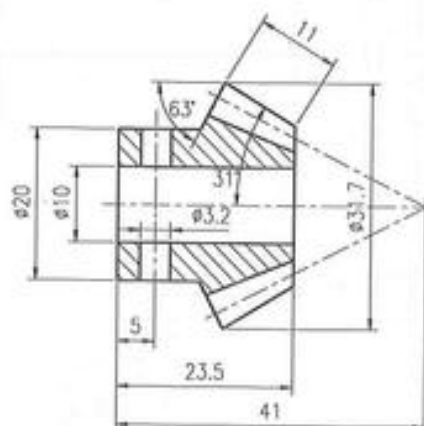
| RUEDA CONICA | | |
|----------------------------|------------|-----------|
| Modulo normal | m | 2 |
| Nº de dientes | Z1 | 28 |
| Cremallera tipo | | UNE 18184 |
| Diametro primitivo | dp | 56 |
| Semiangulo primitivo | β | 63.4° |
| Longitud generaliz | C | 31.3 |
| Angulo de pie | θ_b | 4.6° |
| Angulo entre ejes | γ | 90° |
| Rueda conjugada Nº dientes | Z2 | 14 |
| Plano nº | | 31.05 |

| RUEDA CILINDRICA RECTA | | |
|------------------------|----|-----------|
| Modulo | m | 1.5 |
| Nº de dientes | Z1 | 14 |
| Cremallera tipo | | UNE 18016 |
| Diametro primitivo | dp | 21 |
| Medida entre 2 dientes | K | 6.9 |
| Distancia entre ejes | C | 42 |
| Rueda conjugada | Z2 | 42 |
| Plano nº | | 31.06 |



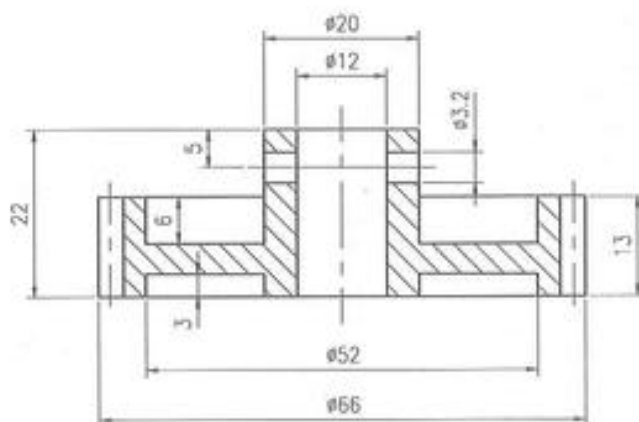
| MODIFICACIONES | | Tol. gen. Escala | | RUEDA INTERMEDIA | | EDICION |
|----------------|--|------------------|--------|-------------------|--|----------|
| | | | 1:1 | | | |
| | | Fecha | Nombre | DIBUJO INDUSTRIAL | | Hoja nº |
| | | Dibujad. | Compr. | | | |
| | | Sustituye a: | | Sustituido por: | | Nº hojas |
| | | Plano nº: 31.04 | | | | |

| DATOS DEL PINON | | |
|-------------------------------|------------|-----------|
| Modulo normal | m | 2 |
| Nº de dientes | Z1 | 14 |
| Cremallera tipo | | UNE 18184 |
| Diametro primitivo | dp | 28 |
| Semiangulo primitivo | β | 26.6° |
| Longitud generaliz | C | 31.3 |
| Angulo de pie | θ_b | 4.6° |
| Angulo entre ejes | γ | 90° |
| Rueda conjugada Nº de dientes | Z2 | 28 |
| Plano nº | | 31.04 |

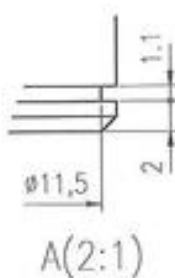
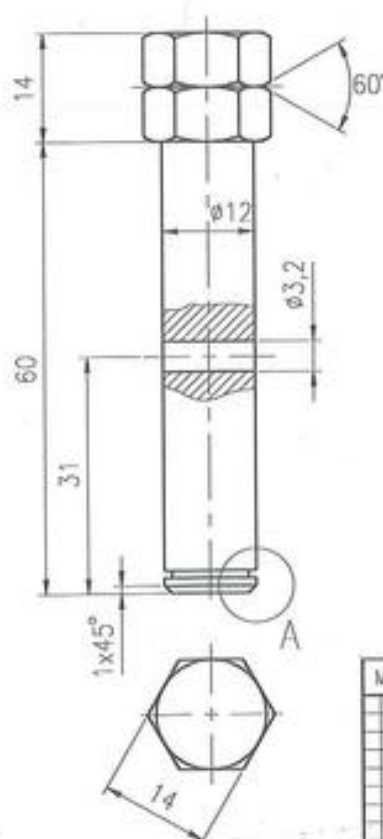


| MODIFICACIONES | | Tol. gen. Escala | | PINON CONICO | | EDICION |
|----------------|--|------------------|--------|-------------------|--|----------|
| | | | 1:1 | | | |
| | | Fecha | Nombre | DIBUJO INDUSTRIAL | | Hoja nº |
| | | Dibujad. | Compr. | | | |
| | | Sustituye a: | | Sustituido por: | | Nº hojas |
| | | Plano nº: 31.05 | | | | |

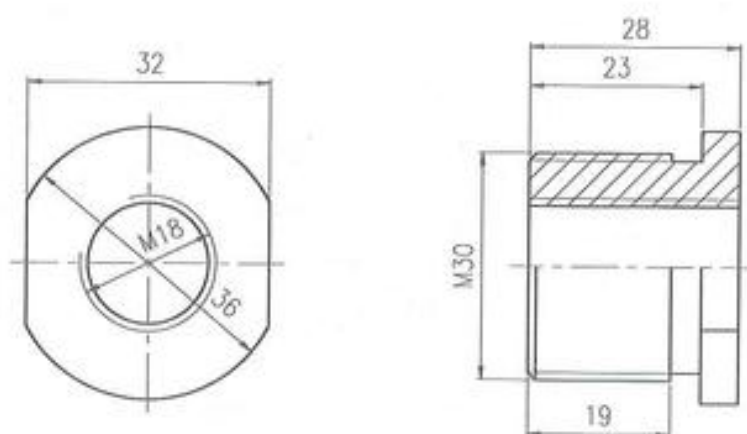
| DATOS DE LA RUEDA | | |
|------------------------|----------|-------|
| Modulo | m | 1.5 |
| N° de dientes | Z | 42 |
| Cremallera tipo | UNE | 18016 |
| Diámetro primitivo | ϕ p | 63 |
| Medida entre 5 dientes | K | 20.8 |
| Distancia entre ejes | C | 42 |
| Rueda conjugada | Z2 | 14 |
| | Plano nº | 31.04 |



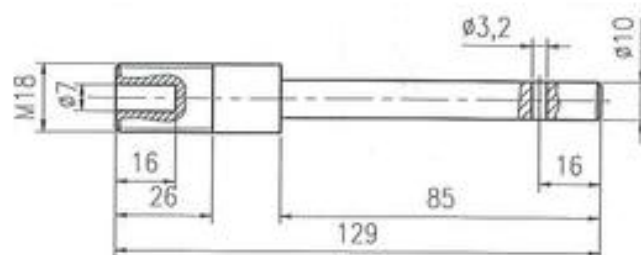
| MODIFICACIONES | | Tol.gen. Escala | | RUEDA CILINDRICA | | EDICION | |
|----------------|--|-----------------|--------------|------------------|-------------------|---------|----------|
| | | | 1:1 | | | | |
| | | | Fecha | Nombre | | | |
| | | | Dibujad. | | DIBUJO INDUSTRIAL | | Hoja nº |
| | | | Compr. | | | | |
| | | | Sustituye a: | | Sustituido por: | | N° hojas |
| | | | Plano nº: | 31.07 | | | |



| MODIFICACIONES | | Tol.gen. Escala | | EJE RUEDAS | | EDICION | |
|----------------|--|-----------------|--------------|------------|-------------------|---------|----------|
| | | | 1:1 | | | | |
| | | | Fecha | Nombre | | | |
| | | | Dibujad. | | DIBUJO INDUSTRIAL | | Hoja nº |
| | | | Compr. | | | | |
| | | | Sustituye a: | | Sustituido por: | | N° hojas |
| | | | Plano nº: | 31.07 | | | |



| MODIFICACIONES | Tol. gen. | Escola | CABEZAL | | EDICION |
|-----------------|-----------|--------|-------------------|--|----------|
| | | 1:1 | | | |
| | Fecha | Nombre | | | Hoja nº |
| Dibujad. | | | DIBUJO INDUSTRIAL | | |
| Compr. | | | | | Nº hojas |
| Sustituye a: | | | Sustituido por: | | |
| Plano nº: 31.13 | | | | | |



| MODIFICACIONES | Tol. gen. | Escola | EJE | | EDICION |
|-----------------|-----------|--------|-------------------|--|----------|
| | | 1:1 | | | |
| | Fecha | Nombre | | | Hoja nº |
| Dibujad. | | | DIBUJO INDUSTRIAL | | |
| Compr. | | | | | Nº hojas |
| Sustituye a: | | | Sustituido por: | | |
| Plano nº: 31.08 | | | | | |

En el conjunto "Rueda motriz" se sabe que:

En los rodamientos de bolas con contacto angular, para el rodamiento de mayores dimensiones en el aro que va montado con juego se permite un Juego comprendido entre 0 y 45 μm y en el aro que va montado con aprieto, se permite un Aprieto comprendido entre 0 y 25 μm . En los rodamientos rígidos de bolas, en el aro que va montado con juego se permite un Juego comprendido entre 15 y 60 μm y en el aro que va montado con aprieto, se permite un Aprieto comprendido entre 0 y 70 μm . Las tolerancias de los aros de los rodamientos son las establecidas en la tabla 1.

La marca 15 tiene módulo normal 5 y la marca 22 tiene módulo normal 4. La marca 26 tiene ángulo de hélice exacto de 15° . La marca 17 tiene un ángulo de hélice aproximado de 25° . Los dos piñones tienen el mismo sentido de hélice. La reducción global del mecanismo es de 8 y la de la etapa de menor reducción es de 2,5.

Se pide:

- 1) Determinar las tolerancias dimensionales ISO normalizadas que se deben aplicar a las piezas que ajustan con el rodamiento de bolas de contacto angular de mayores dimensiones y con los rígidos de bolas.
- 2) Despiece acotado de las marcas 26, 15, 12, 17 y 22
- 3) Establecer tolerancias de cilindridad en las marcas 12 y 26 en las zonas de apoyo de los rodamientos de valor igual a $IT5/2$. Establecer tolerancias de perpendicularidad de valor $IT5$ para las marcas 12 y 26 en las superficies de apoyo lateral de los rodamientos. Representar las tolerancias en los despieces.

1. Ajustes

- 1) El rodamiento de marca 28 es el modelo 7306B.

Las dimensiones del rodamiento son:

$$\phi 30_{-0.010}^0 \times \phi 72_{-0.013}^0 \times 19$$

El aro montado con aprieto, que es el aro interior, debe cumplir un aprieto máximo $\leq 25 \mu\text{m}$ y un aprieto mínimo $\geq 0 \mu\text{m}$.

El aro montado con juego, que es el exterior, debe cumplir un juego máximo $\leq 45 \mu\text{m}$ y un juego mínimo $\geq 0 \mu\text{m}$.

- a) El aro exterior del rodamiento tiene

$$\phi 72_{-0.013}^0$$

y encaja con el soporte de marca 2 con un juego máximo $JM \leq 0,045 \mu\text{m}$ y un juego mínimo $Jm \geq 0 \mu\text{m}$ (Figura 1):



FIGURA 1. Ajuste con juego entre aro exterior del rodamiento y alojamiento.

$T + t \leq 0,045$; $t = 0,013$, de donde $T \leq 0,0323$. Se tomará IT7 con $T = 0,030$ mm. De esta forma se tendrá, estableciendo la condición de juego mínimo:

$$Jm = 0,0 \leq Di - ds = Di - 0, \text{ de donde, } Di \geq 0,0$$

Estableciendo la condición de juego máximo:

$$JM = 0,045 \geq Ds - di = Di + T - (-0,013) = Di + 0,030 - (-0,013) \quad Di + 0,043$$

De donde:

$$Di \leq 0,002, \text{ por lo que } 0 \leq Di \leq 0,002$$

por lo que se tomará la posición H con $Di = 0$ y la tolerancia para el agujero del alojamiento será: 72 H 7.

b) El aro interior del rodamiento tiene

$$\phi 30^{+0}_{-0,010}$$

y encaja con el alojamiento en la rueda con un aprieto máximo $Am \leq 0,025$ y un aprieto mínimo $Am \geq 0,0$ (Figura 2):



FIGURA 2. Ajuste con aprieto entre aro interior del rodamiento y el piñón.

$T + t \leq 0,025$; $T = 0,01$, de donde $t \leq 0,015$, por lo que se tomará IT6 con $t = 0,013$.

De esta forma se tendrá, estableciendo la condición de aprieto mínimo:

$$Am = 0,0 \leq di - Ds = di - 0, \text{ de donde, } di \geq 0,0$$

Estableciendo la condición de aprieto máximo:

$$AM = 0,025 \geq ds - Di = di + t - (-0,010) = di + 0,013 + 0,01 = di + 0,023$$

de donde $di \leq 0,002$, por lo que $0 \leq di \leq 0,002$

Se tomará k con un $di = 0,002$.

De esta forma se elegirá la tolerancia para el eje 30 k6. Además k6 es zona de tolerancia preferente.

2) El rodamiento de marca 10 es el modelo 6024.

Las dimensiones del rodamiento son:

$$\phi 120_{-0,020}^0 \times \phi 180_{-0,023}^0 \times 28$$

El aro montado con aprieto, que es el aro exterior, debe cumplir un aprieto máximo $\leq 70 \mu\text{m}$ y un aprieto mínimo $\geq 0 \mu\text{m}$.

El aro montado con juego debe cumplir un juego máximo $\leq 60 \mu\text{m}$ y un juego mínimo $\geq 15 \mu\text{m}$.

a) El aro interior del rodamiento tiene

$$\phi 120_{-0,020}^0$$

y encaja con el soporte de marca 2 con un juego máximo $JM \leq 0,060$ y un juego mínimo $Jm \geq 0,015$. (Figura 1):

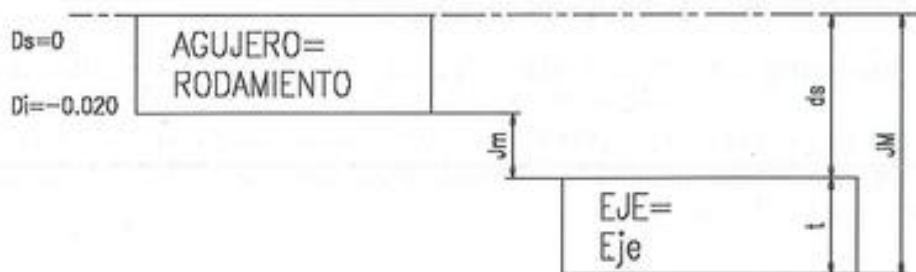


FIGURA 3. Ajuste con juego entre aro interior del rodamiento y soporte.

$T + t \leq 0,06 - 0,015 = 0,045$; $T = 0,02$, por lo que $t \leq 0,045 - 0,02 = 0,025$. Se tomará IT6 con $t = 0,022 \text{ mm}$.

De esta forma se tendrá, estableciendo la condición de juego mínimo:

$$Jm = 0,015 \leq Di - ds = -0,020 - ds, \text{ de donde, } ds \leq -0,020 - 0,015 = -0,035 \text{ mm}$$

Estableciendo la condición de juego máximo:

$$JM = 0,060 \geq Ds - di = 0 - (ds - t) = -ds + 0,022 \text{ de donde } ds \geq -0,038 \text{ mm}$$

Por lo que $-0,038 \leq ds \leq -0,035$.

Por lo que se tomará la posición f con $ds = -0,036$ y la tolerancia para el eje será: 120 f 6.

2) El aro exterior del rodamiento tiene

$$\phi 180 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,035 \end{smallmatrix}$$

y encaja con el alojamiento en la rueda con un aprieto máximo $AM \leq 0,070$ y un aprieto mínimo $Am \geq 0,0$ (Figura 4):

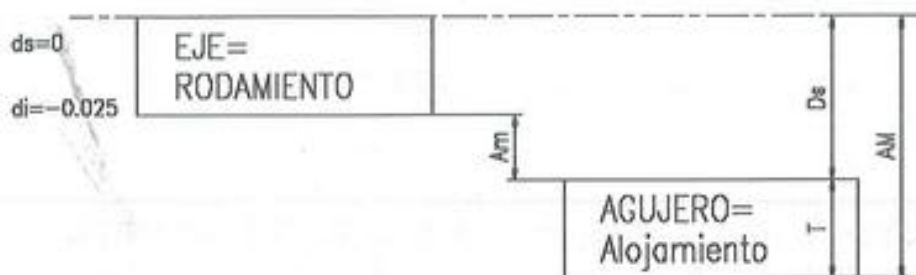


FIGURA 4. Ajuste con aprieto entre aro exterior del rodamiento y alojamiento.

$T + t \leq 0,070$; $t = 0,025$, de donde $T \leq 0,045$. Se tomará IT7 con $T = 0,040$. De esta forma se tendrá, estableciendo la condición de aprieto mínimo:

$$Am = 0,0 \leq di - Ds = -0,025 - Ds, \text{ de donde, } Ds \leq -0,025 - 0,0 = -0,025$$

Estableciendo la condición de aprieto máximo:

$$AM = 0,070 \geq ds - Di = 0 - (Ds - T) = -Ds - T, \text{ de donde } Ds \geq -0,07 + 0,04 = -0,03$$

Por lo que se tendrá $-0,030 \leq Ds \leq -0,025$. Se tomará P con $Ds = -0,028$.

De esta forma se elegirá la tolerancia del alojamiento 180 P 7 dado que es además zona de tolerancia preferente.

2. Cálculo de las ruedas dentadas

Reducción total: $i = 8$.

Primera etapa: $i_1=2,5$ (entre marcas 17 y 22).

Segunda etapa $i_2=3,2$ (entre marcas 26 y 15).

SEGUNDA ETAPA

Se tomará un índice de reducción:

$$i_2 = 3,2 = \frac{Z_{15}}{Z_{26}} = \frac{16k}{5k}$$

Aplicando la ecuación de distancia entre ejes:

$$c_{15,26} = \frac{dp_{15} + dp_{26}}{2} = \frac{m_{c15}Z_{15} + m_{c26}Z_{26}}{2}$$

$$c_{15,26} = \frac{m}{\cos \beta} \times \frac{Z_{15} + Z_{26}}{2}$$

$$106 = \frac{5}{\cos 15^\circ} = \frac{16k + 5k}{2}$$

de donde: $k = 1,95$, por lo que se tomará $k=2$ y:

$$Z_{15} = 32 \quad dp_{15} = 165,6 \quad Z_{26} = 10 \quad dp_{26} = 51,6 \quad C_{15,26} = 108,7$$

PRIMERA ETAPA

La determinación de los parámetros de la segunda etapa supone el conocer el valor exacto de la distancia entre ejes, por lo que se deberá considerar como exacto este parámetro y se tendrá que determinar los números de dientes de las ruedas y el ángulo de hélice exacto necesario.

Se tomará un índice de reducción:

$$i_j = 2,5 = \frac{Z_{22}}{Z_{17}} = \frac{5k}{2k}$$

Aplicando la ecuación de distancia entre ejes:

$$c_{22,17} = \frac{dp_{22} + dp_{17}}{2} = \frac{m_{c22}Z_{22} + m_{c17}Z_{17}}{2k}$$

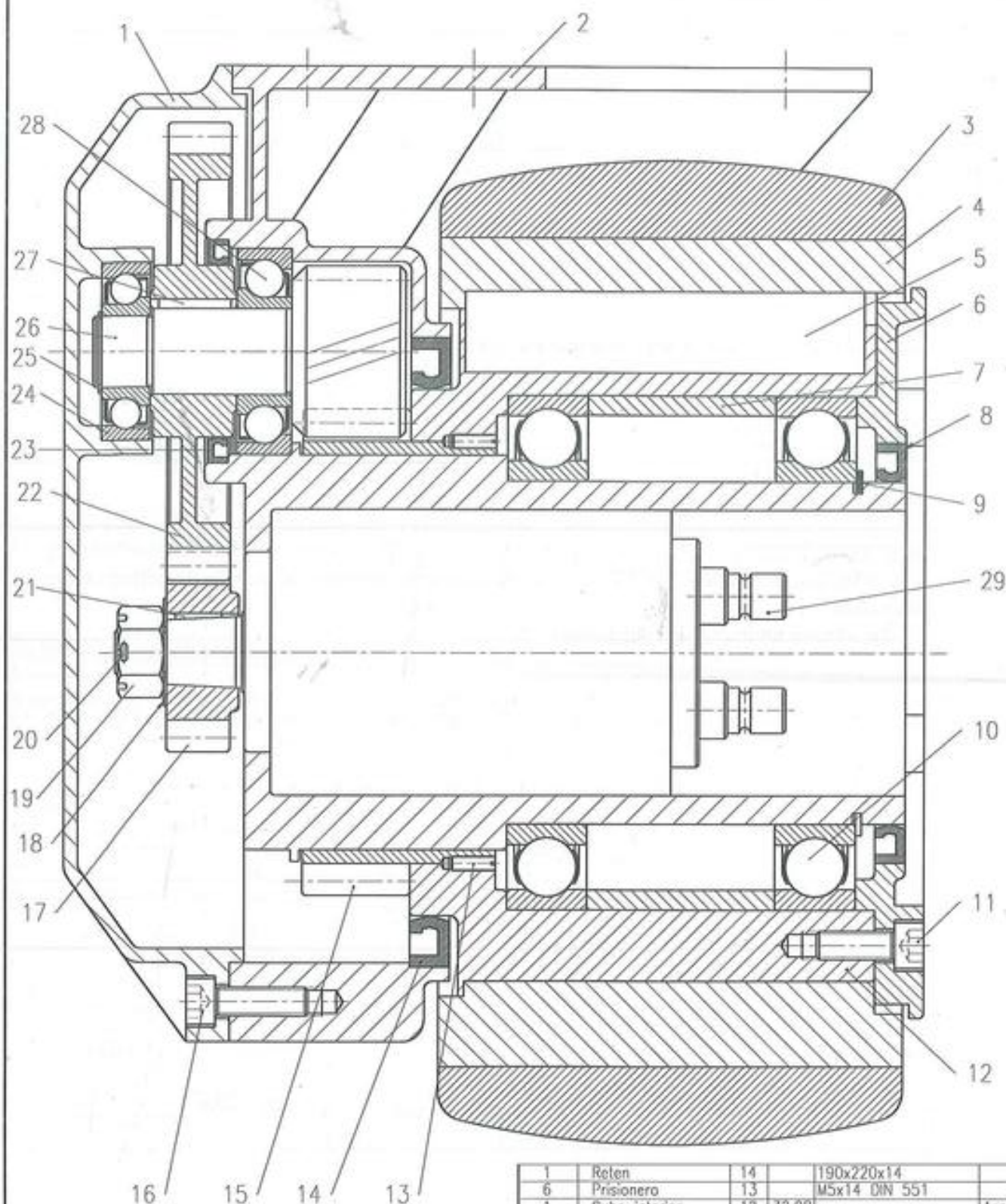
$$c_{22} = \frac{m}{\cos \beta} \times \frac{Z_{22} + Z_{17}}{2}$$

$$108,7 = \frac{4}{\cos 25^\circ} \times \frac{5k + 2k}{2}$$

de donde: $k = 7,04$, por lo que se tomará $k = 7$ y:

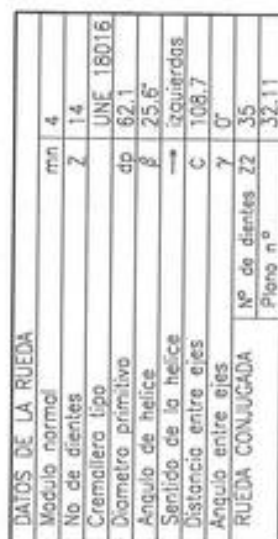
$$Z_{22} = 35 \quad Z_{17} = 14 \quad C_{22,17} = C_{15,26} = 108,7 \quad b_1 = 25,6^\circ$$

$$dp_{22} = 155,3 \quad dp_{17} = 62,1$$

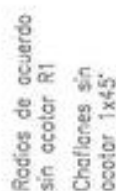


| | | | | | |
|----------|---------------------|-------|-------|-------------------|----------|
| 1 | Motor hidraulico | 29 | 32.13 | | |
| 1 | Rodamiento | 28 | | 7306 B | |
| 1 | Lengüeta | 27 | | A 8x7x25 DIN 6885 | |
| 1 | Arbol dentado | 26 | 32.12 | | Acero |
| 1 | Anillo de seguridad | 25 | | 25x1,2 DIN 471 | |
| 1 | Rodamiento | 24 | | 7305 B | |
| 1 | Reten | 23 | | 60x78x7 | |
| 1 | Rueda dentada | 22 | 32.11 | | Acero |
| 1 | Lengüeta | 21 | | B 5x5x18 DIN 6885 | |
| 1 | Pasador de aletas | 20 | | 2x32 UNE 17059 | |
| 1 | Tuerca almenada | 19 | | M16 DIN 935 | |
| 1 | Arandela plana | 18 | | A 17 DIN 125 | |
| 1 | Piñon | 17 | 32.10 | | Acero |
| 7 | Tornillo | 16 | | M10x40 DIN 912 | |
| 1 | Rueda dentada | 15 | 32.09 | | Bronce |
| N piezas | Denominación | Marca | Plano | Modelo | Material |

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---------------------|---------|--------|---------------------|----------|-------|--------|--------|--------|--------------|--|-----------------|--|---|--|--|--|---------|----------|--|--|
| 1 | Reten | 14 | | 190x220x14 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | Prisionero | 13 | | M5x14 DIN 551 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Cubo interior | 12 | 32.08 | | Acero | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5 | Tornillo | 11 | | M10x38 DIN 912 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | Rodamiento | 10 | | 6024 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Anillo de seguridad | 9 | | 120x4 DIN 471 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Reten | 8 | | 120x148x10 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Separador | 7 | 32.07 | | Acero | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Lapa | 6 | 32.06 | | Acero | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Lengüeta | 5 | | A 50x28x140 DIN6885 | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Cubo exterior | 4 | 32.05 | | Acero | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Cubierto | 3 | 32.04 | | Cauché | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Soporte | 2 | 32.03 | | Acero | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | Lapa | 1 | 32.02 | | Acero | | | | | | | | | | | | | | | | |
| N piezas | Denominación | Marca | Plano | Modelo | Material | | | | | | | | | | | | | | | | |
| MODIFICACIONES | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <table border="1"> <tr> <td>Edición</td> <td>Escala</td> </tr> <tr> <td></td> <td>1:2</td> </tr> <tr> <td>Fecha</td> <td>Nombre</td> </tr> <tr> <td>Dibujó</td> <td>Compr.</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Sustituye a:</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Plano nº: 32.01</td> </tr> </table> | | Edición | Escala | | 1:2 | Fecha | Nombre | Dibujó | Compr. | Sustituye a: | | Plano nº: 32.01 | | <p>RUEDA MOTRIZ</p> <p>DIBUJO INDUSTRIAL</p> | | <table border="1"> <tr> <td>Hoja nº</td> <td>Nº hojas</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> </tr> </table> | | Hoja nº | Nº hojas | | |
| Edición | Escala | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 1:2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Fecha | Nombre | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Dibujó | Compr. | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Sustituye a: | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Plano nº: 32.01 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Hoja nº | Nº hojas | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

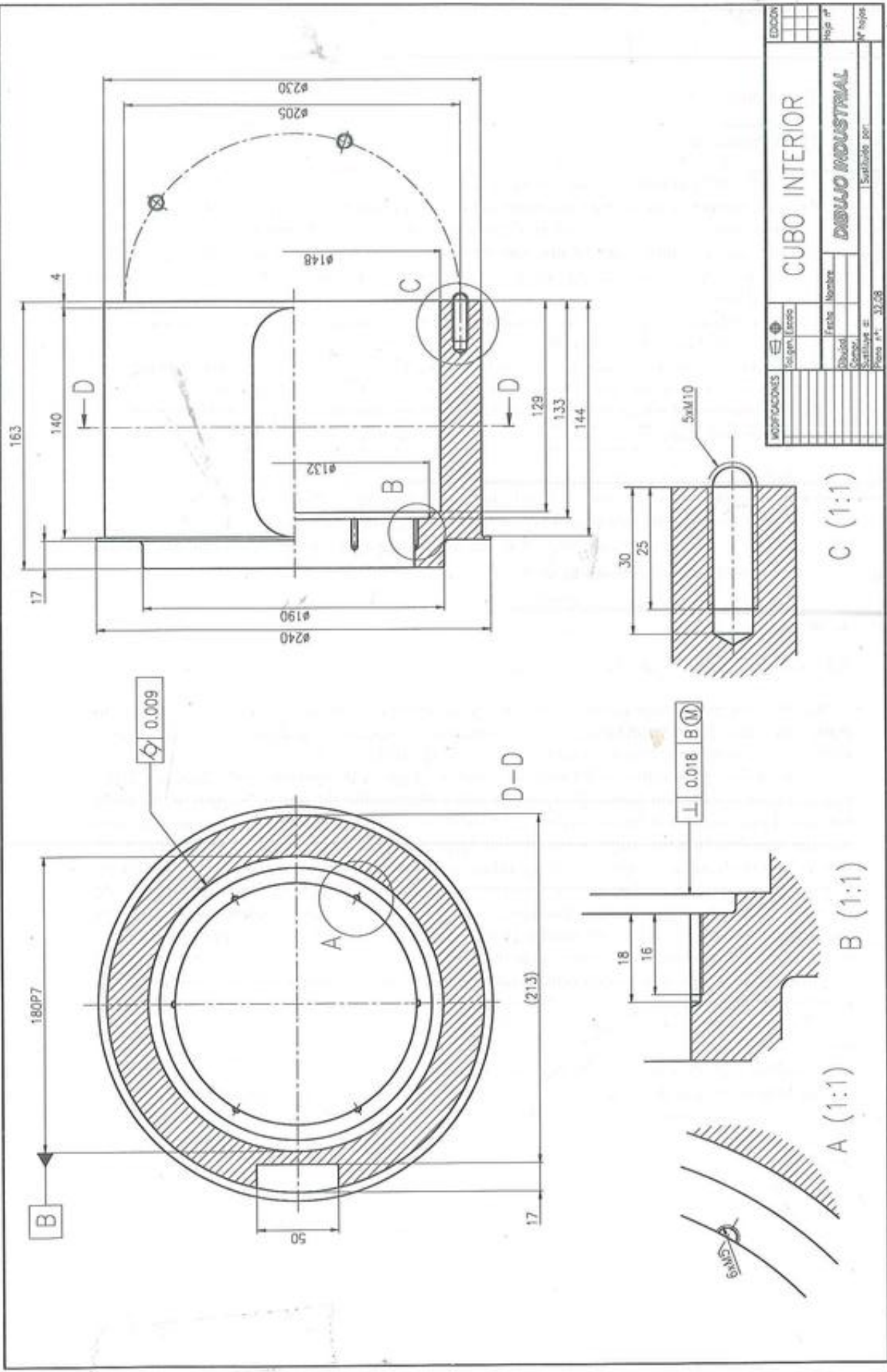


| | | | | | |
|----------------|---|--|-----------------|--|----------|
| MODIFICACIONES |  | | PIÑON DE MOTOR | | EDICION |
| | Tol.gen. Escala | | | | |
| | 1:2 | | | | |
| | Fecha | | Nombre | | Hoja nº |
| | Dibujad | | | | |
| | Comar. | | | | |
| | Sustituye a: | | Sustituido por: | | Nº hojas |
| | Plano nº: 32.10 | | | | |



| DATOS DE LA RUEDA | |
|----------------------|---------------------|
| Modulo normal | mm 4 |
| No de dientes | Z 35 |
| Cremallera tipo | LINE 18016 |
| Diámetro primitivo | dp 155,3 |
| Angulo de helice | β 25,6° |
| Sentido de la helice | → DERECHAS |
| Distancia entre ejes | C 108,7 |
| Angulo entre ejes | γ 0° |
| RUEDA CONJUGADA | Nº de dientes Z2 14 |
| | Plano n.º 3/10 |

| | | | | | |
|----------------|---|--|-----------------|--|----------|
| MODIFICACIONES |  | | RUEDA DENTADA | | EDICION |
| | Tít.gen. Escuela | | | | |
| | 1:2 | | | | |
| | Fecha | | Nombre | | Hoja nº |
| | Dibujad | | | | |
| | Comar. | | | | |
| | Sustituye a: | | Sustituido por: | | Nº Hojas |
| | Plano nº: 32.11 | | | | |



Del conjunto "Kit para sierra de calar" se pide:

- 1) Despiece acotado de las marcas 5, 4, 18 y 1. El módulo normal de las ruedas dentadas es de 1, la distancia entre ejes es de 24 mm, el ángulo de la hélice aproximadamente 40° y el índice de reducción 8:1.
- 2) Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 3 y 13 para la dimensión nominal correspondiente (medida del plano), tal que el ajuste no debe ser superior de $150\text{ }\mu\text{m}$ ni inferior de $20\text{ }\mu\text{m}$, seleccionando el sistema de ajuste más apropiado. Justificar la elección del tipo de ajuste (juego, aprieto o indeterminado) y del sistema de ajuste.
- 3) Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 5 y 6 para la dimensión nominal correspondiente (medida del plano) sabiendo que se trata de un aprieto y que el ajuste no debe ser superior de $50\text{ }\mu\text{m}$ ni inferior de $0\text{ }\mu\text{m}$, seleccionando el sistema de ajuste más apropiado, justificando la elección del sistema de ajuste.
- 4) Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 4 y 6 para la dimensión nominal correspondiente (medida del plano), tal que el ajuste no debe ser superior de $35\text{ }\mu\text{m}$ ni inferior de $10\text{ }\mu\text{m}$. Justificar la elección del tipo de ajuste (juego, aprieto o indeterminado) y del sistema de ajuste empleado.
- 5) Determinar el ajuste ISO normalizado entre las marcas 2 y 7 para la dimensión nominal correspondiente (medida del plano) sabiendo que se trata de un aprieto y que el ajuste no debe ser superior de $41\text{ }\mu\text{m}$ ni inferior de $4\text{ }\mu\text{m}$, sabiendo que la posición de la zona de tolerancia del eje es "p".

1. Solución

1.1. Funcionamiento y análisis de formas

Se trata de un mecanismo para accionar y mover una sierra de calar que se basa en la transformación del movimiento de giro comunicado a través del eje de un motor en un movimiento rectilíneo alternativo o de vaivén de la hoja de la sierra.

Para ello el eje de entrada del motor transmite el giro a la rueda dentada (marca 5) que gira alrededor del bulón (marca 7) apoyada sobre el casquillo de agujas. El giro de la rueda origina el giro del bulón (marca 6) que está situado excéntricamente sobre la rueda de forma que éste describe una trayectoria circular respecto al eje de la rueda. El bulón encaja en la colisa o deslizadera (marca 4) obligándola a desplazarse en sentido vertical. El movimiento de la colisa es exclusivamente vertical ya que está fijada mediante los pasadores de marca 15 al eje de marca 3 y éste únicamente se puede desplazar verticalmente ya que está guiado por los dos casquillos de marca 13. Para poder transformar el giro del bulón en un desplazamiento vertical de la colisa, ésta debe tener una forma geométrica con una ranura longitudinal en la que encaja el bulón de forma que permita absorber la componente de desplazamiento horizontal que tiene éste (que, como ya se ha dicho, describe una trayectoria circular, compuesta por una componente horizontal, absorbida por la guía horizontal de la colisa, y una componente de desplazamiento vertical que es la que arrastra en su movimiento a la colisa y en definitiva a la hoja de la sierra).

En la figura 1 pueden verse distintas posiciones del mecanismo en movimiento, correspondientes a ángulos de giro de la rueda de 0° , 45° , 90° , 180° y 270° . Para ángulos entre 0° y 180° , el movimiento de la sierra es vertical y hacia abajo. Para ángulos de giro entre 180° y 360° , el movimiento de la sierra es vertical y hacia arriba.

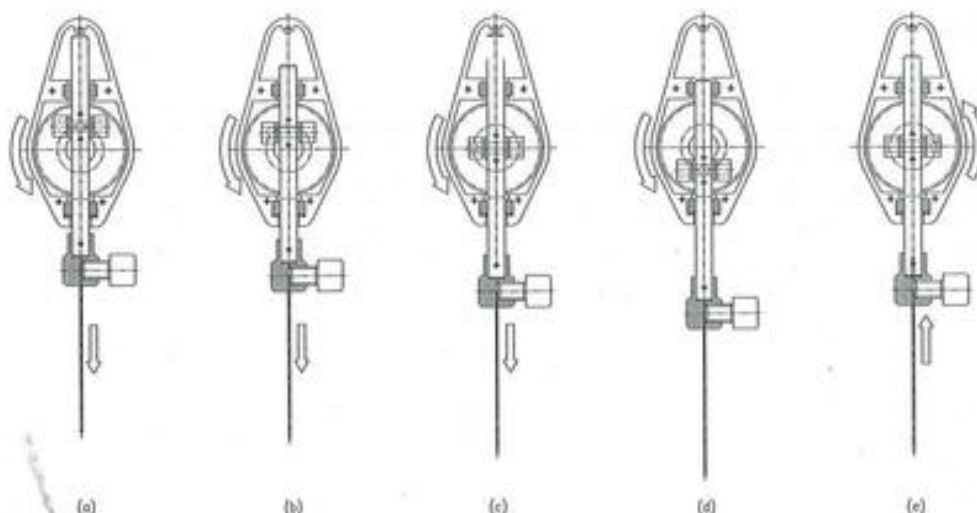


FIGURA 1. Distintas posiciones de funcionamiento.

Para que el movimiento de la sierra sea exclusivamente vertical, la colisa debe tener una forma exterior adecuada para que el conjunto formado por el eje y la colisa no pueda girar sobre el propio eje geométrico de la marca 3 y pierda la orientación la sierra.

1.2. Cálculo del engranaje

Se trata de una pareja de ruedas dentadas cilíndrico helicoidales de ejes paralelos, según se puede ver en el plano. El piñón de entrada tiene un dentado a derechas, según aparece representado en el plano. La rueda tendrá por consiguiente un dentado de igual ángulo de hélice pero a izquierdas.

Con los datos del enunciado, se deberá cumplir que:

$$C = \frac{dp_1 + dp_2}{2} = \frac{m_n}{\cos \beta} \left(\frac{8k + k}{2} \right)$$

$$24 = \frac{1}{\cos 40} \left(\frac{8k + k}{2} \right), \text{ de donde } k = 4,09 \text{ por lo que se tomará } k = 4.$$

De esta forma:

$$24 = \frac{1}{\cos \beta} \left(\frac{8 \times 4 + 4}{2} \right) \quad \text{de donde: } \cos \beta = 0.75 \quad \text{y} \quad \beta = 41.4^\circ$$

por lo que se tendrá que para la rueda:

$$dp = \frac{m_n}{\cos \beta} 8k = 42.7$$

$$z = 8k = 8 \times 4 = 32$$

1.3. Ajustes

- a) El ajuste pedido entre las marcas 3 y 13, por condiciones de funcionamiento, es un juego ya que una pieza (el eje, marca 3) se desplaza respecto a la otra (el casquillo, marca 13). Corresponde a una dimensión de 8 mm indicada en la figura 2. Dado que el eje ajusta sobre varias piezas simultáneamente, se tomará el sistema de eje base.

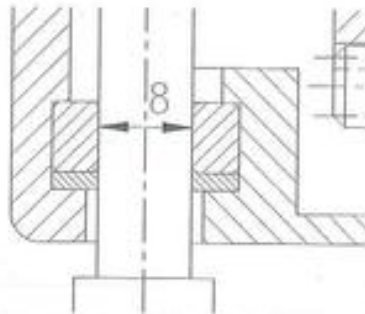


FIGURA 2. Ajuste entre las marcas 3 y 13.

Para el ajuste entre las marcas 3 y 13 con dimensión nominal 8 se tiene:

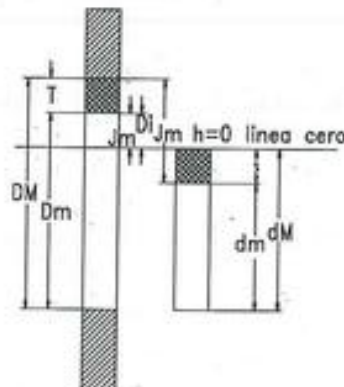
$$D = 8 \text{ mm} \quad JM = 150 \text{ } \mu\text{m} \quad Jm = 20 \text{ } \mu\text{m}$$

La tolerancia máxima que puede tener el ajuste será:

$$TJ = 150 - 20 = 130 \text{ } \mu\text{m}$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste ($D = 8$) serán:

$$\begin{array}{ll} \text{Agujero: IT11} = 90 & \text{Eje: IT9} = 36 \\ \text{Agujero: IT10} = 58 & \text{Eje: IT10} = 58 \end{array}$$



$$\begin{array}{ll} JM = 150 \geq Ds - di = Di + T - (ds - t) = Di + T + t & \text{de donde } Di \leq 150 - T - t \\ Jm = 20 \leq Di - ds = Di - 0 & \text{de donde } Di \geq 20 \\ \text{por lo que se tendrá:} & 20 \leq Di \leq 150 - T - t \end{array}$$

Para calidades 11 y 9: $20 \leq Di \leq 150 - 90 - 36$ $20 \leq Di \leq 24$ por lo que no existe ninguna posición.

Para calidades 10 y 10: $20 \leq D_i \leq 150 - 58 - 58$; $20 \leq D_i \leq 34$ por lo que se podrá tomar la posición $E=+25$ y el ajuste sería $8 E10/h10$.

Para calidades 10 y 9: $20 \leq D_i \leq 150 - 58 - 36$; $20 \leq D_i \leq 56$, por lo que se podrá tomar la posición $E = +25$ y el ajuste sería $8 E10/h9$, o la posición $D = +40$ con lo que el ajuste sería $8 D10/h9$.

El ajuste con mayores índices de calidad que cumple con las condiciones establecidas es $8 E10/h10$. Si se considera de mayor importancia un criterio de selección del ajuste en base a zonas de tolerancias preferentes, dado que $h10$ no lo es, se debería bajar a $h9$, por lo que habría que elegir entre los ajustes $8 E10/h9$ y $8 D10/h9$, y de estos dos, el ajuste a tomar será $8 D10/h9$ ya que $D10$ es preferente sobre $E10$.

- b) El ajuste pedido entre las marcas 5 y 6 es un aprieto corresponde a la dimensión de 5 mm indicada en la figura 3. Dado que la marca 6 encaja sobre dos piezas simultáneamente y toda ella debe tener la misma tolerancia, se tomará el sistema de eje base.

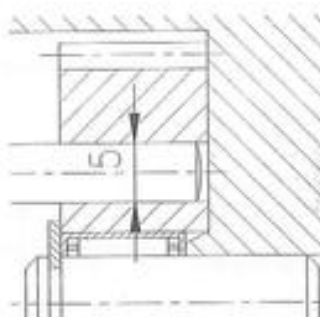


FIGURA 3. Ajuste entre las marcas 5 y 6 para la dimensión nominal de 5.

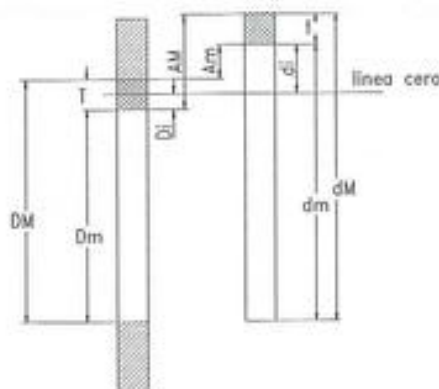
$$D = 5 \text{ mm} \quad AM = 50 \mu\text{m} \quad Am = 0 \mu\text{m}$$

La tolerancia máxima que puede tener el aprieto será:

$$TA = 50 - 0 = 50 \mu\text{m}$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste ($D=5$) serán:

| | | |
|-------------------|---------------|---|
| Agujero: IT9 = 30 | Eje: IT8 = 18 | 6 |
| Agujero: IT8 = 18 | Eje: IT8 = 18 | 6 |



Condiciones:

$$Am = 0 \leq di - Ds = (ds - t) - Ds = 0 - t - Ds$$

$$AM = 50 \geq ds - Di = ds - (Ds - T) = 0 - Ds + T$$

de donde:

$$T - 50 \leq Ds \leq -0 - t$$

Para calidades 9 y 8: $30 - 50 \leq Ds \leq -0 - 18$ $-20 \leq Ds \leq -18$ por lo que se podrá tomar la posición $S = -19$ y el ajuste sería $5 S9/h8$.

- c) El ajuste pedido entre las marcas 4 y 6, por condiciones de funcionamiento, es un juego ya que una pieza (el bulón, marca 6) se desplaza respecto a la otra (la colisa, marca 4). Corresponde a una dimensión de 5 mm indicada en la figura 4. Dado que el bulón ajusta sobre varias piezas simultáneamente, se tomará el sistema de eje base y la tolerancia elegida sobre la marca deberá coincidir con la elegida para el ajuste anterior.

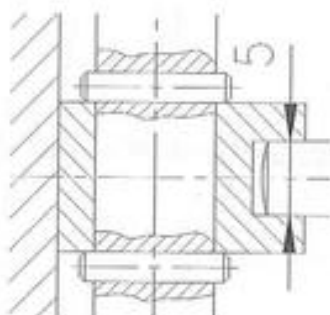


FIGURA 4. Ajuste entre las marcas 3 y 13.

Para el ajuste entre las marcas 4 y 6 con dimensión nominal 5 se tiene:

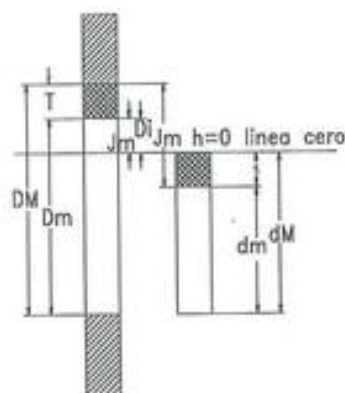
$$D = 5 \text{ mm} \quad JM = 35 \mu\text{m} \quad Jm = 10 \mu\text{m}$$

La tolerancia máxima que puede tener el ajuste será:

$$TJ = 35 - 10 = 25 \mu\text{m}$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste ($D = 5$) serán:

| | |
|-------------------|---------------|
| Agujero: IT7 = 12 | Eje: IT7 = 12 |
| Agujero: IT7 = 12 | Eje: IT6 = 8 |



$$JM = 35 \geq Ds - di = Di + T - (ds - t) = Di + T + t \quad \text{de donde} \quad Di \leq 35 - T - t$$

$$JM = 10 \leq Di - ds = Di - 0 \quad \text{de donde} \quad Di \geq 10$$

por lo que se tendrá: $10 \leq Di \leq 35 - T - t$

Para calidades 7 y 7: $10 \leq Di \leq 35 - 12 - 12$ $10 \leq Di \leq 11$ por lo que se podrá tomar la posición $F = +10$ y el ajuste sería $5 F7/h7$.

El ajuste con mayores índices de calidad que cumple con las condiciones establecidas es $5 F7/h7$. Además, las dos zonas son zonas de tolerancia preferentes, por lo que el ajuste entre las marcas 4 y 6 será $5 F7/h7$.

La elección de este ajuste supone que se la tolerancia del bulón sea $h7$, por lo que se deberá cambiar el ajuste entre las marcas 5 y 6 para que el eje esté también en posición $h7$. El ajuste entre 5 y 6 sería entonces $5 S9/h7$.

- d) El ajuste pedido entre las marcas 2 y 7, es un aprieto que corresponde a la dimensión de 8 mm indicada en la figura 5. Se indica en el enunciado una posición del sistema mixto correspondiente a "p".

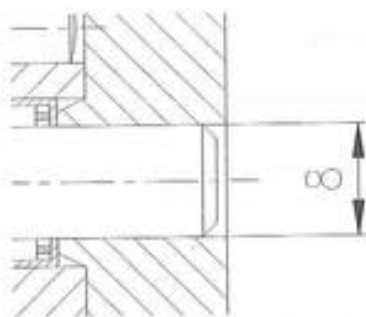


FIGURA 5. Ajuste entre las marcas 2 y 7.

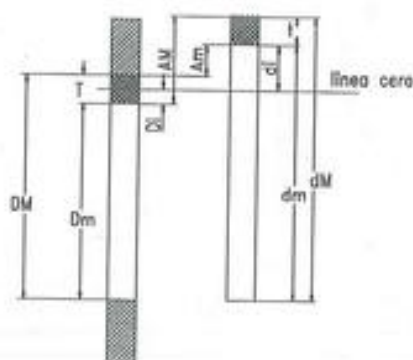
$$D = 8 \text{ mm} \quad AM = 41 \text{ } \mu\text{m} \quad Am = 4 \text{ } \mu\text{m}$$

La tolerancia máxima que puede tener el aprieto será:

$$TA = 41 - 4 = 3 \text{ } \mu\text{m}$$

Las calidades posibles para el agujero y eje compatibles con el ajuste ($D=8$) serán:

Agujero: IT8 = 22 Eje: IT7 = 15



Condiciones: $d_i(p) = 15$

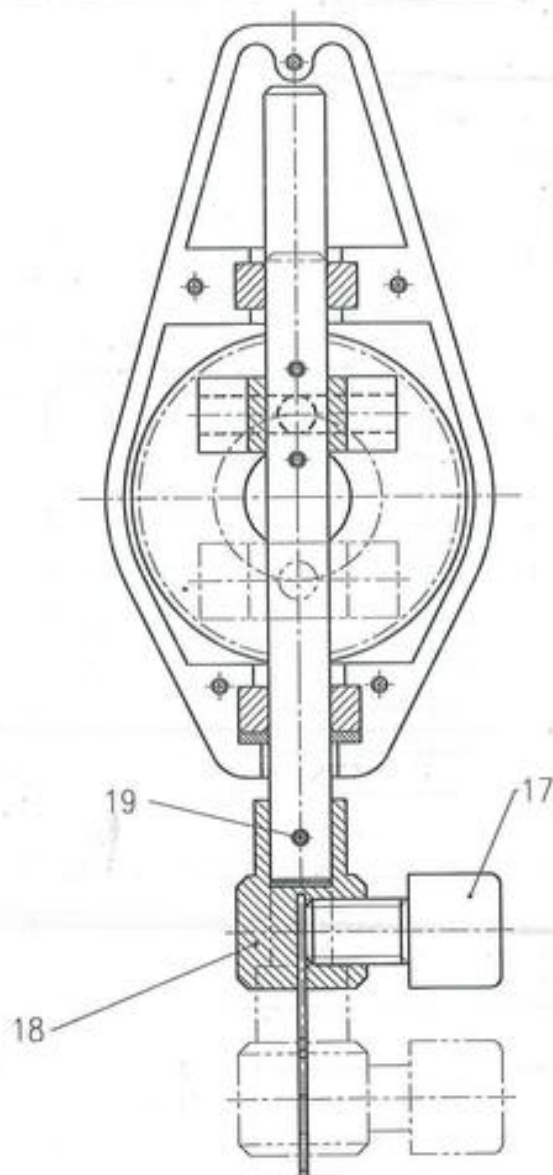
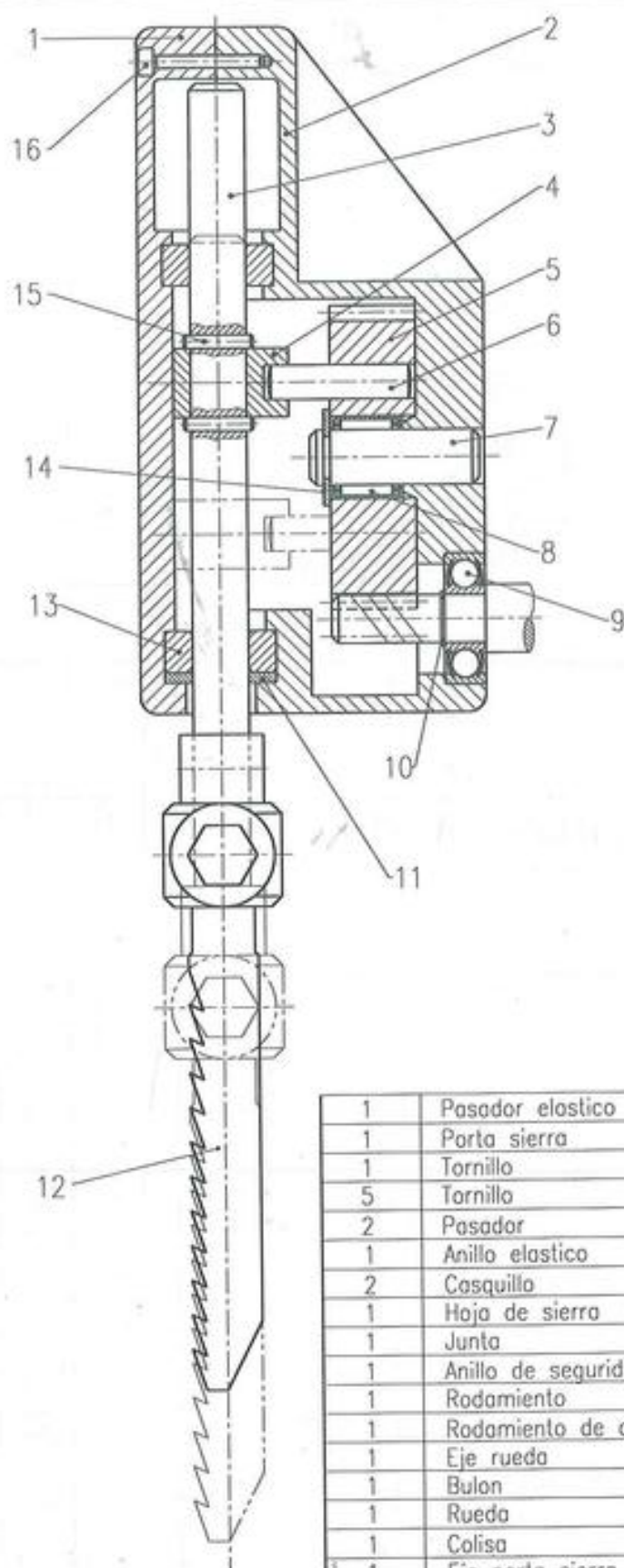
$$Am = 4 \leq d_i - D_s = d_i - D_s = 15 - D_s$$

$$AM = 41 \geq d_s - D_i = d_i + t - (D_s - T) = 15 + t - D_s + T$$

de donde:

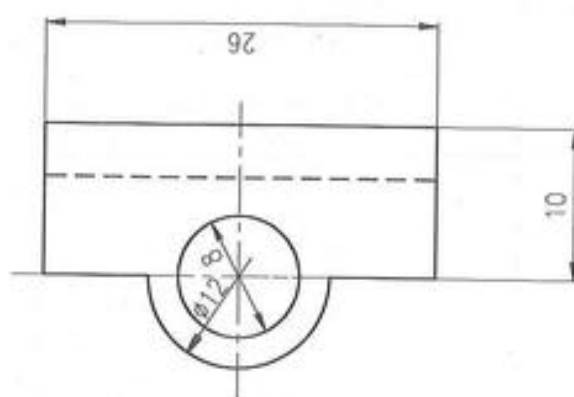
$$T + t - 26 \leq D_s \leq 11$$

Para calidades 8 y 7: $22 + 15 - 26 \leq D_s \leq 11$ $11 \leq D_s \leq 11$ por lo que se podrá tomar la posición $J_s = +11$ y el ajuste sería $8 J_s 8/p7$.

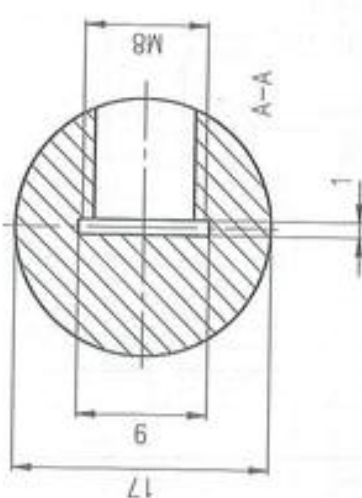


| | | | | | |
|---|----------------------|----|-------|-----------------|--------|
| 1 | Pasador elastico | 19 | | 2x12 DIN1481 | |
| 1 | Porta sierra | 18 | 33.13 | | Acero |
| 1 | Tornillo | 17 | | M8x15 DIN912 | |
| 5 | Tornillo | 16 | | M2x18 DIN912 | |
| 2 | Pasador | 15 | | B 2x12 UNE17061 | |
| 1 | Anillo elastico | 14 | 33.12 | | |
| 2 | Cosquillo | 13 | 33.11 | | Bronce |
| 1 | Hoja de sierra | 12 | 33.10 | | Acero |
| 1 | Junta | 11 | 33.09 | | Filtro |
| 1 | Anillo de seguridad | 10 | | 7x0.8 DIN471 | |
| 1 | Rodamiento | 9 | | 607 | |
| 1 | Rodamiento de agujas | 8 | | 8x12x11 | |
| 1 | Eje rueda | 7 | 33.08 | | Acero |
| 1 | Bulon | 6 | 33.07 | | Acero |
| 1 | Rueda | 5 | 33.06 | | Bronce |
| 1 | Colisa | 4 | 33.05 | | Acero |
| 1 | Eje porta sierra | 3 | 33.04 | | Acero |
| 1 | Carcasa trasera | 2 | 33.03 | | Latón |
| 1 | Carcasa frontal | 1 | 33.02 | | Latón |

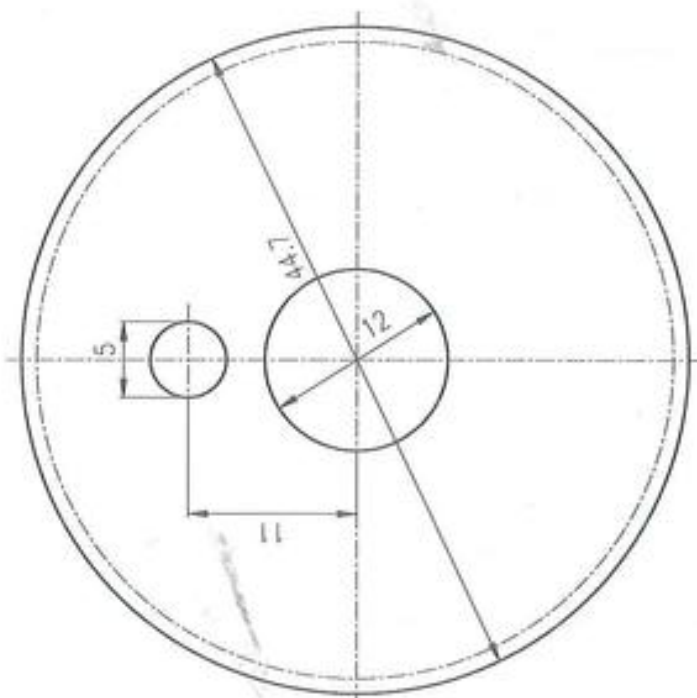
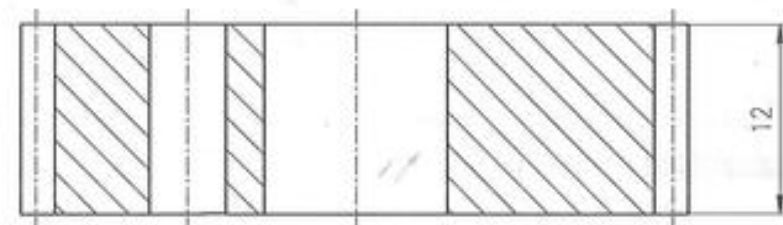
| No. piezas | Denominación | Marca | Plano | Modelo | Material |
|----------------|--------------|-----------------|-------------------|--------|----------|
| MODIFICACIONES | | SIERRA DE CALAR | | | EDICION |
| | Tol. gen. | Escala | | | |
| | | 1:1 | | | |
| | Fecha | Nombre | | | Hoja nº |
| | Dibujad. | | DIBUJO INDUSTRIAL | | |
| | Compr. | | | | Nº hojas |
| | Sustituye a: | | Sustituido por: | | |
| | Plano nº: | 33.01 | | | |



| | | | | | |
|----------------|---|---|-------------|----------|---------|
| MODIFICACIONES |  |  | PORTASIERRA | | EDICION |
| | Tal gen. | Escala | | | |
| | | 2:1 | | | |
| | Diseñad | Fecha | Nombre | Hoja nº | |
| | Compr. | | | | |
| | Sustituye c: | DIBUJO INDUSTRIAL | | Vº Hojas | |
| | Plano n°: | Sustituido por: | | | |
| | | 33.13 | | | |

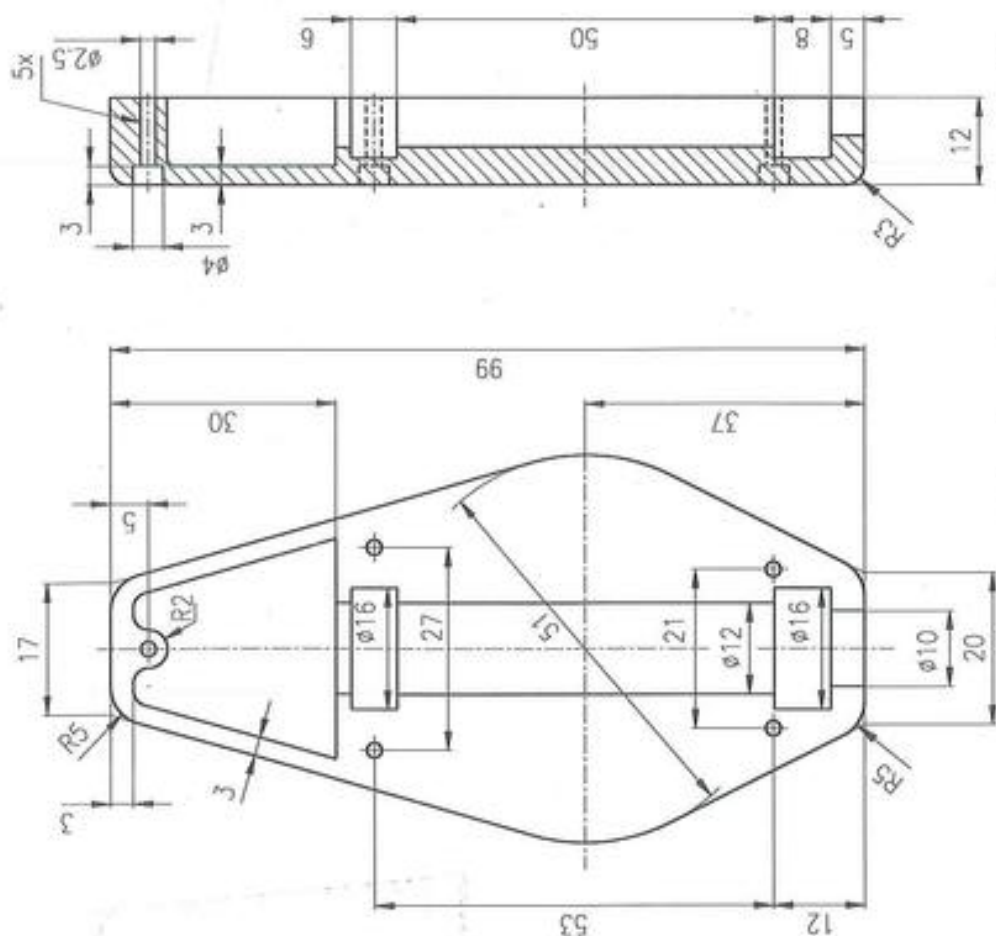


| | | | | |
|----------------|---|--------|-----------------|--|
| MODIFICACIONES |  | | EDICION | |
| | Tal. gen. | Escala | | |
| | | 2:1 | | |
| | Fecha | Nombre | Hoja nº | |
| | Dibujad. | | | |
| | Comp. | | | |
| | Sustituye a: | | Nº hojas | |
| | Plano nº: 33.05 | | Sustituido por: | |



| RUEDA DENTADA CILINDRICO HELICOIDAL | |
|-------------------------------------|---------------|
| Modulo normal | mm 1 |
| No de dientes | Z 32 |
| Cremallera tipo | UNE 18016 |
| Diámetro primitivo | dp 42.7 |
| Ángulo de hélice | β 41.4° |
| Sentido de la hélice | → izquierdas |
| Distancia entre ejes | C 24 |
| Ángulo entre ejes | γ 0° |
| RUEDA CONJUGADA | |
| Nº de dientes | Z2 4 |
| Plano n.º | |

| | | | | | |
|----------------|--|------------------|--------------------------|--------|----------|
| MODIFICACIONES | | | RUEDA DENTADA | | EDICION |
| | | Tal.gen. Escuela | | | |
| | | | 2:1 | | |
| | | Dibujad. | Fecha | Nombre | Hoja nº |
| | | Compr. | | | |
| | | Sustituye a: | <i>DIBUJO INDUSTRIAL</i> | | Nº hojas |
| | | Página nº: | Sustituido por: | | |
| | | | | | |



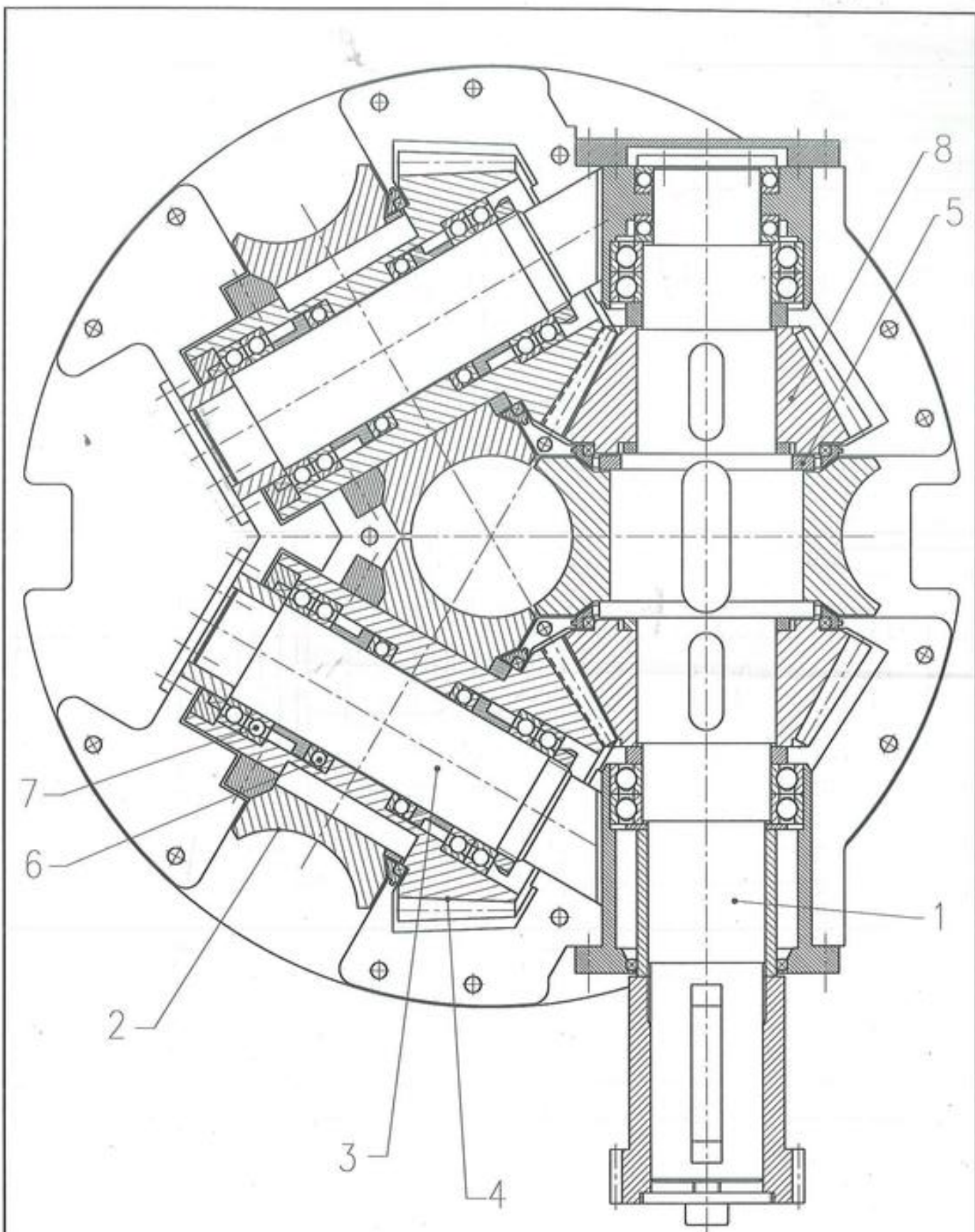
Todos los radios sin acotar son de R2

| | | | | |
|----------------|---|-------------------|---------|----------|
| MODIFICACIONES |  | CARCASA FRONTAL | | EDICION |
| | Tol. gen. Escala | | | |
| | 1:1 | | | |
| | Fecha | Nombre | Hoja nº | |
| | Dibujad. | | | |
| | Compr. | | | |
| | Sustituye a: | Sustituido por: - | | Nº hojas |
| | Plano nº: | 33.02 | | |

EJERCICIO 34. TREN DE ESTIRAR TUBOS

Del conjunto de la figura "Tren de estirar tubos", se sabe que el módulo de las ruedas dentadas es 10.

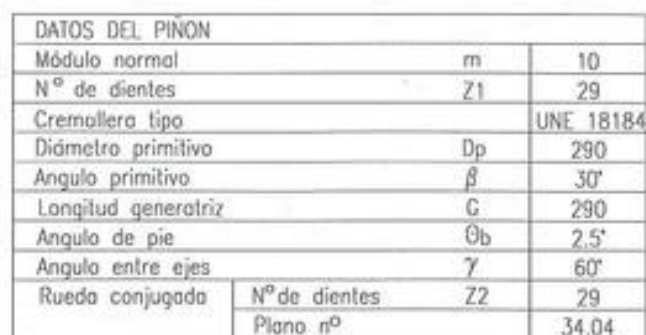
Se pide el despiece acotado de las marcas 1, 2, 3, 4 y 5, en el orden indicado, reflejando las tolerancias calculadas donde proceda.

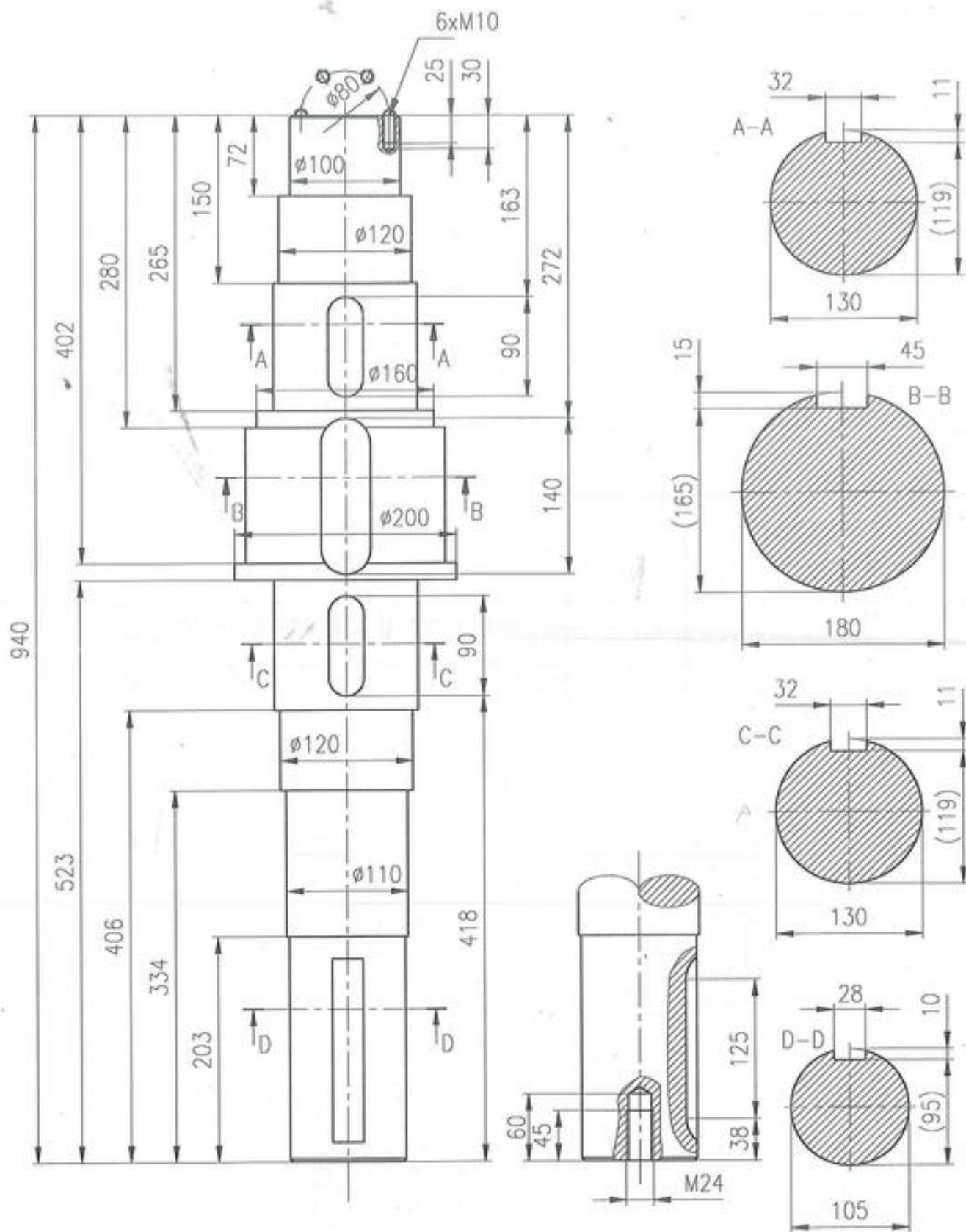


| MODIFICACIONES | | | Tol. gen. Escala | | EDICION | |
|----------------|--|--|------------------|-----------------|----------|--|
| | | | | 1:5 | | |
| | | | Fecha | Nombre | Hoja nº | |
| | | | Dibujad. | | Nº hojas | |
| | | | Compr. | | | |
| | | | Sustituye a: | Sustituido por: | | |
| | | | Plano nº: 34.01 | | | |

Tren de estirar tubos

DIBUJO INDUSTRIAL

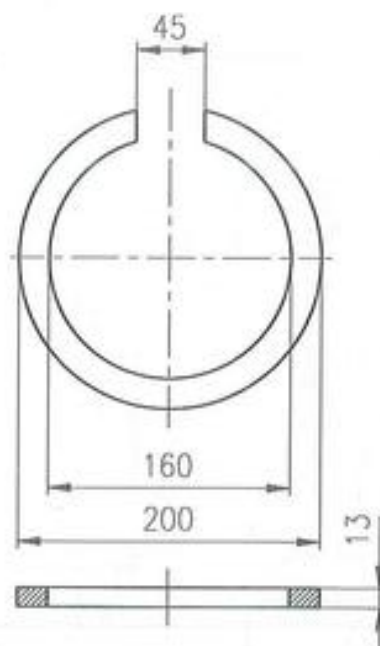
596



| MODIFICACIONES | | | | EDICION | |
|----------------|--------------|--------|-----------------|---------|--|
| | Tol. gen. | Escola | | | |
| | | 1:5 | | | |
| | Fecha | Nombre | | | |
| | Dibujad. | | | | |
| | Compr. | | | | |
| | Sustituye a: | | Sustituido por: | | |
| | Plano n°: | 34.07 | | | |

ARBOL DE ENTRADA

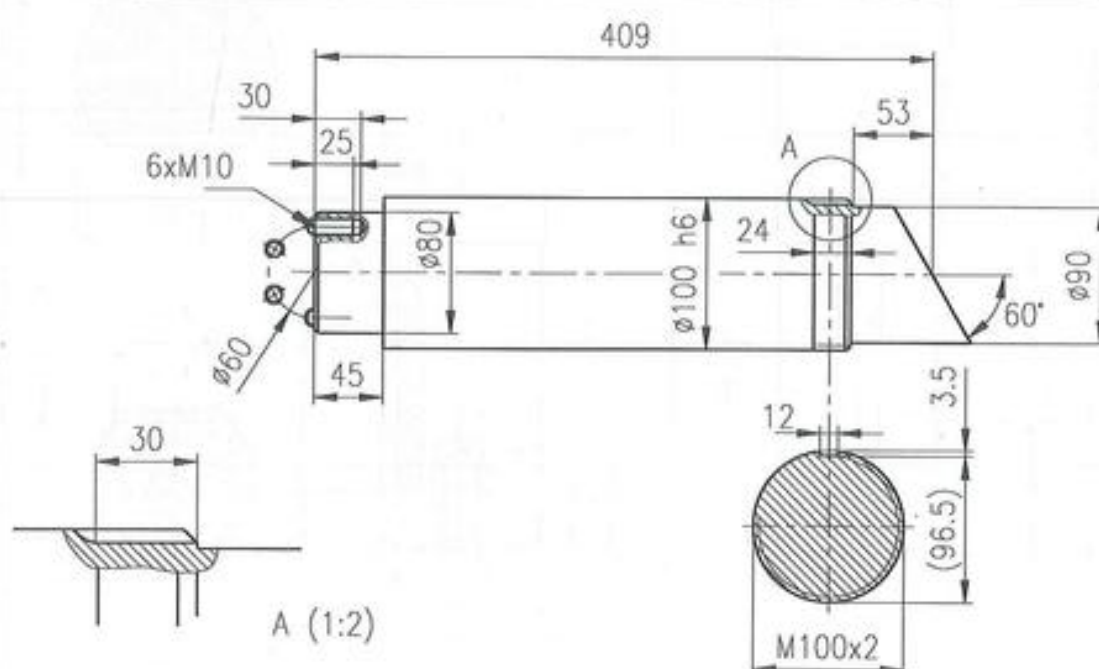
DIBUJO INDUSTRIAL



| MODIFICACIONES | | | | EDICION | |
|----------------|--|--------------|--------|---------|----------|
| | | Tol.gen. | Escala | | |
| | | | 1:5 | | |
| | | Fecha | Nombre | | |
| | | Dibujad. | | | Hoja nº |
| | | Compr. | | | |
| | | Sustituye a: | | | Nº hojas |
| | | Plano nº: | | | |

ARANDELA SEPARADORA

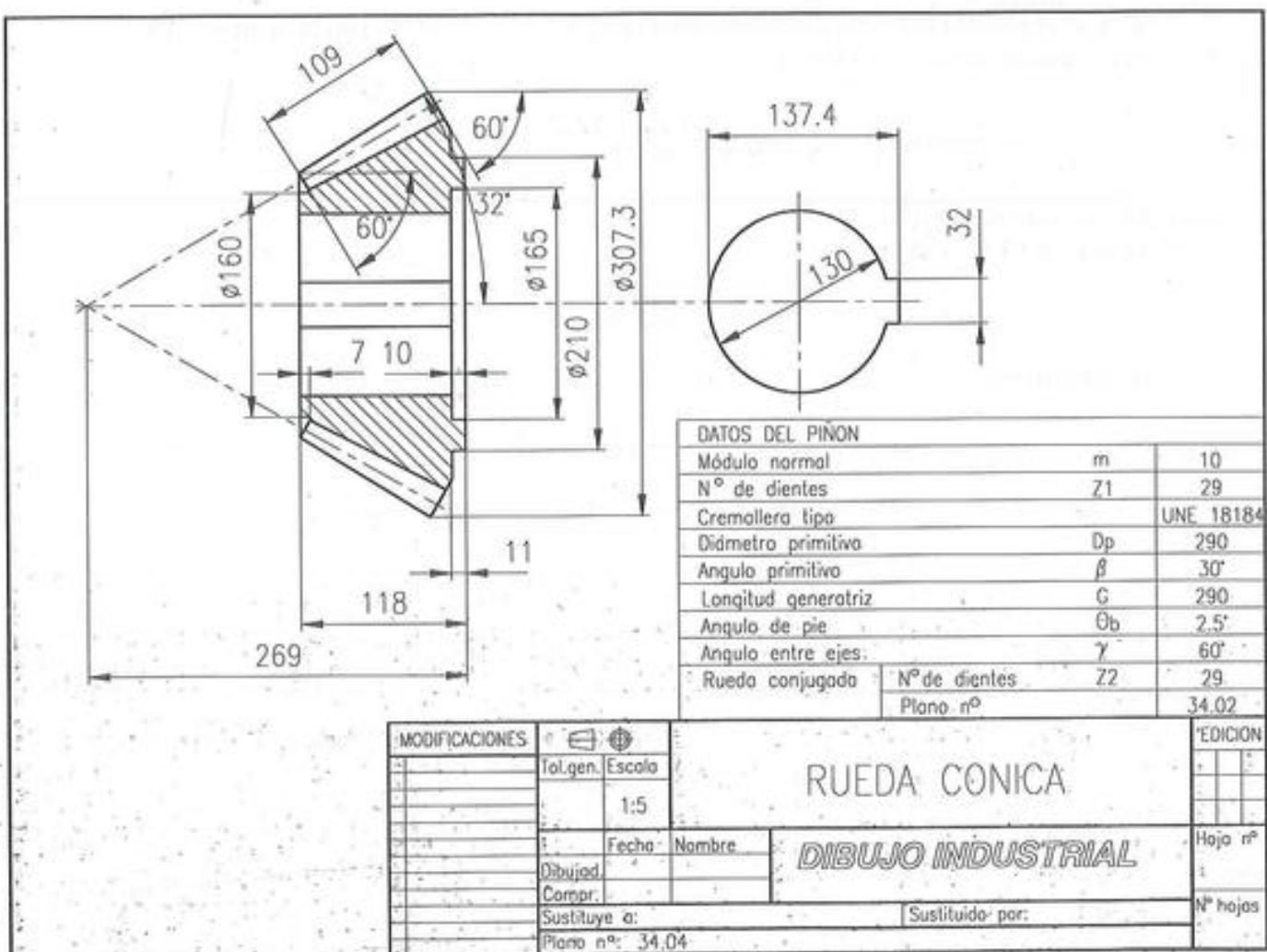
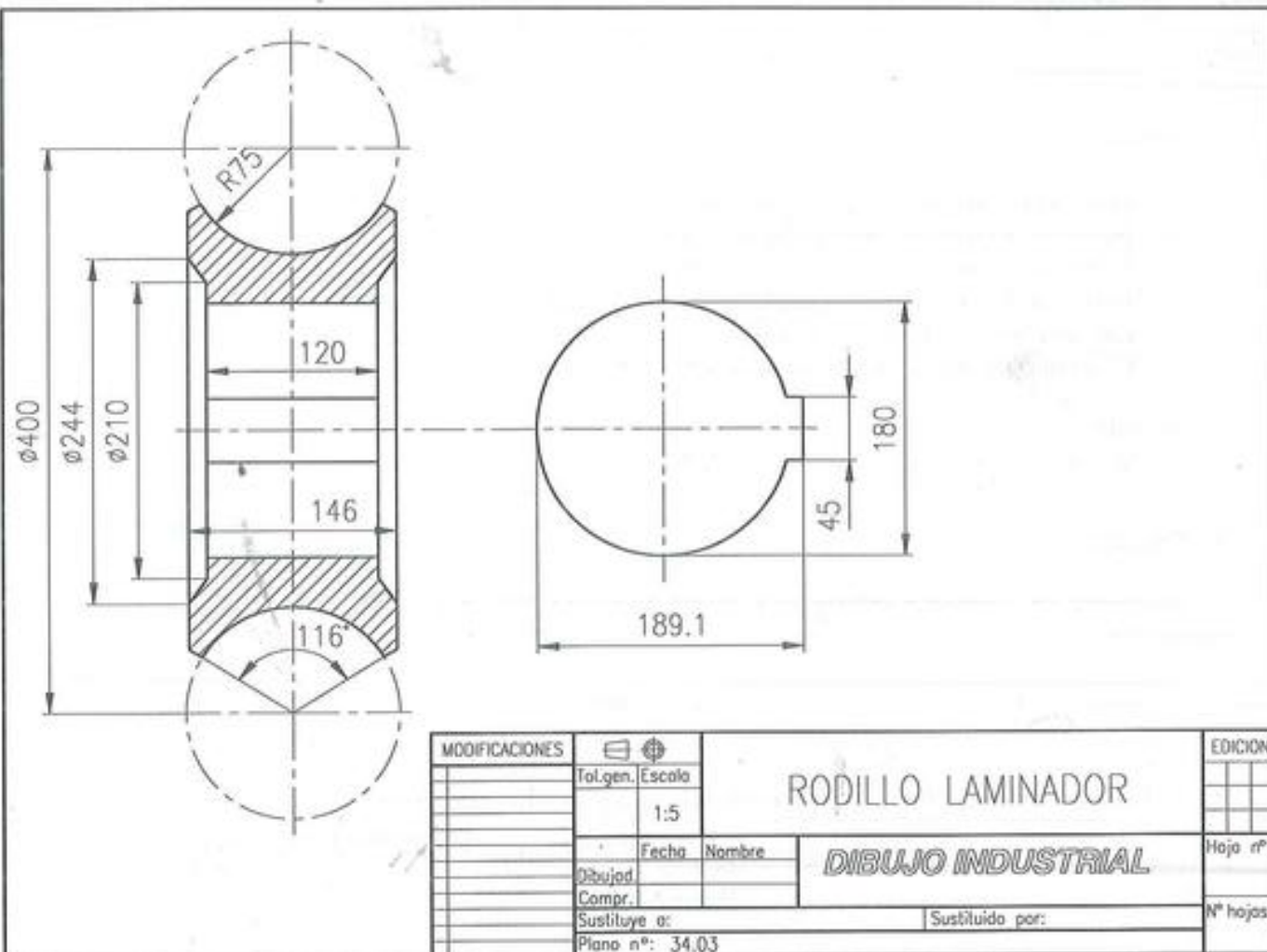
DIBUJO INDUSTRIAL



| MODIFICACIONES | | | | EDICION | |
|----------------|--|--------------|--------|---------|----------|
| | | Tol.gen. | Escala | | |
| | | | 1:5 | | |
| | | Fecha | Nombre | | |
| | | Dibujad. | | | Hoja nº |
| | | Compr. | | | |
| | | Sustituye a: | | | Nº hojas |
| | | Plano nº: | | | |

EJE SOPORTE RODILLOS

DIBUJO INDUSTRIAL



Como datos de partida se saben:

Módulo normal = 8 para todas las ruedas dentadas

Índice de reducción entre las marcas 1 y 2 = 21 / 25

Índice de reducción del primer tren de engranajes 1, 2 y 3 = 44 / 25

Índice de reducción del segundo tren de engranajes 6, 5 y 4 = 35 / 16

Las marcas 1 y 6 tienen dentado helicoidal a derechas

El ángulo de hélice exacto de la rueda de marca 1 es 35°.

Se pide:

Despiece acotado de las marcas 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 y 8.

1. Solución

Midiendo en el plano y aplicando la escala, se tienen unas distancias entre ejes aproximadas de:

$$c_{12} = 225 \text{ mm}$$

$$c_{23} = 315 \text{ mm}$$

Se trata de ruedas cilíndrico helicoidales de ejes paralelos, por lo que:

$$\beta_1 = -\beta_2 = \beta_3$$

$$\beta_6 = -\beta_5 = \beta_4$$

de forma que los ángulos de las hélices son iguales pero de sentido contrario (hélice derecha-hélice izquierda-hélice derecha).

Si Z_1 y Z_2 representan respectivamente los números de dientes de la rueda de marca 1 y de marca 2 respectivamente, se tiene:

$$i_{12} = Z_2 / Z_1 = 21 / 25$$

$$Z_1 = 25 k_{12} \quad \text{y} \quad Z_2 = 21 k_{12}$$

siendo k_{12} un número entero

Para la rueda 1 se tiene:

$$dp_1 = m_{e1} \cdot Z_1 = m_n / \cos \beta_1 \cdot 25 k_{12}$$

Y para la rueda 2:

$$dp_2 = m_{e2} \cdot Z_2 = m_n / \cos \beta_2 \cdot 21 k_{12}$$

Por tratarse de ejes paralelos, como $\beta_1 = -\beta_2$ y $\cos \beta_1 = \cos -\beta_2$ se tiene:

$$m_{e1} = m_{e2}$$

La distancia entre los ejes será igual a la semisuma de los diámetros primitivos por lo que:

$$(dp_1 + dp_2) / 2 = 250 = (m_n / \cos \beta) \cdot (25 k_{12} + 21 k_{12}) / 2$$

y como se ha fijado que β debe ser exactamente 35° se tiene:

$$225 = 8 \cdot 46 k_{12} / (2 \cdot \cos 35^\circ)$$

Despejando k de la ecuación anterior se obtiene un valor de $k_{12} = 1.002$, que, como debe ser entero, el valor a elegir será

$$k_{12} = 1$$

De forma que se tendrá:

$$Z_2 = 21 \times 1 = 21 \text{ dientes y } Z_1 = 25 \times 1 = 25 \text{ dientes}$$

El valor exacto de la distancia entre ejes obtendrá de:

$$c_{12} = 8 \cdot 46 \cdot 1 / (2 \times \cos 35^\circ) = 224,6 \text{ mm}$$

de donde:

$$dp_1 = 8 \times 25 / \cos 35^\circ = 244,2 \text{ mm}$$

$$dp_2 = 8 \times 21 / \cos 35^\circ = 205,1 \text{ mm}$$

Para la pareja de ruedas 2 y 3 se tiene que $Z_2 = 21$ dientes.

Además, si el índice de reducción del primer tren de engranajes compuesto por 1, 2 y 3 es de $44 / 25$, se tendrá que:

$$\begin{aligned} i_{13} &= i_{12} \times i_{23} = Z_2 / Z_1 \times Z_3 / Z_2 \\ 44 / 25 &= 21 / 25 \times Z_3 / Z_2 \\ i_{23} &= Z_3 / Z_2 = 44 / 21 \end{aligned}$$

Dado que se tiene que $Z_2 = 21$, directamente,

$$i_{23} = Z_3 / Z_2 = 44 / 21 = Z_3 / 21, \text{ de donde: } Z_3 = 44$$

El valor exacto de la distancia entre ejes obtendrá de:

$$c_{23} = 8 \cdot (44 + 21) / (2 \times \cos 35^\circ) = 317,4 \text{ mm}$$

de donde:

$$dp_3 = 8 \times 44 / \cos 35^\circ = 429,7 \text{ mm}$$

Una vez calculado el primer tren de engranajes completo, quedan determinadas como exactas las distancias entre ejes, ya que las ruedas del segundo tren de engranajes los ejes coincidentes con los del primero. De esta forma:

$$c_{65} = c_{12} = 224,6 \text{ mm}$$

$$c_{54} = c_{23} = 317,4 \text{ mm}$$

$$c_{65} = m_{e2} (Z_6 + Z_5) / 2 \quad \text{y} \quad c_{12} = m_{e1} (Z_1 + Z_2) / 2$$

$$c_{54} = m_{e2} (Z_5 + Z_4) / 2 \quad \text{y} \quad c_{23} = m_{e1} (Z_2 + Z_3) / 2$$

por lo que, igualando los cocientes:

$$c_{65} / c_{54} = c_{12} / c_{23}$$

de donde:

$$(Z_6 + Z_5) / (Z_5 + Z_4) = (Z_1 + Z_2) / (Z_2 + Z_3)$$

por lo que:

$$(Z_6 + Z_5) / (Z_5 + Z_4) = (25 + 21) / (21 + 44) = 46 / 65$$

Por otra parte, teniendo en cuenta el índice de reducción global del segundo tren de engranajes se tiene:

$$Z_4 / Z_6 = 35 / 16$$

por lo que se tendrá en sistema de ecuaciones:

$$\begin{aligned} (Z_6 + Z_5) / (Z_5 + Z_4) &= 46 / 65 \\ Z_4 / Z_6 &= 35 / 16 \end{aligned}$$

de donde:

$$\begin{aligned} 65 Z_6 + 65 Z_5 &= 46 Z_5 + 46 Z_4 \\ 16 Z_4 &= 35 Z_6 \end{aligned}$$

por lo que:

$$\begin{aligned} 65 Z_6 + 19 Z_5 &= 46 Z_4 \\ 35 Z_6 &= 16 Z_4 \end{aligned}$$

de donde, multiplicando la primera ecuación por 16 y la segunda por 46, e igualándolas para eliminar Z_4 , resulta:

$$\begin{aligned} 1040 Z_6 + 304 Z_5 &= 736 Z_4 \\ 1610 Z_6 &= 1736 Z_4 \end{aligned}$$

de donde:

$$1040 Z_6 + 304 Z_5 = 1610 Z_6$$

por lo que:

$$304 Z_5 = 570 Z_6$$

de donde:

$$Z_5 / Z_6 = 570 / 304 = 30 / 16$$

que es el índice de reducción de la primera etapa.

Y el índice de la segunda etapa será:

$$Z_4 / Z_5 = (Z_4 / Z_6) / (Z_5 / Z_6) = (35 / 16) / (30 / 16) = 35 / 30$$

Con estos datos se pueden determinar ya los datos de las ruedas:

$$c_{65} = (m_n / \cos \beta_2) (Z_6 + Z_5) / 2$$
$$224,6 = 8 / \cos \beta_2 (30 k_{56} + 16 k_{56}) / 2$$

por lo que:

$$\cos \beta_2 / k_{56} = 8 \times (30 + 16) / 2 / 224,6 = 0,819$$

Si se elige $k_{56} = 1$, se tiene $\cos \beta_2 = 0,819$ y $\beta_2 = 35^\circ$

De la misma forma:

$$c_{54} = (m_n / \cos \beta_2) (Z_5 + Z_4) / 2$$
$$317,4 = 8 / \cos \beta_2 (35 k_{45} + 30 k_{45}) / 2$$

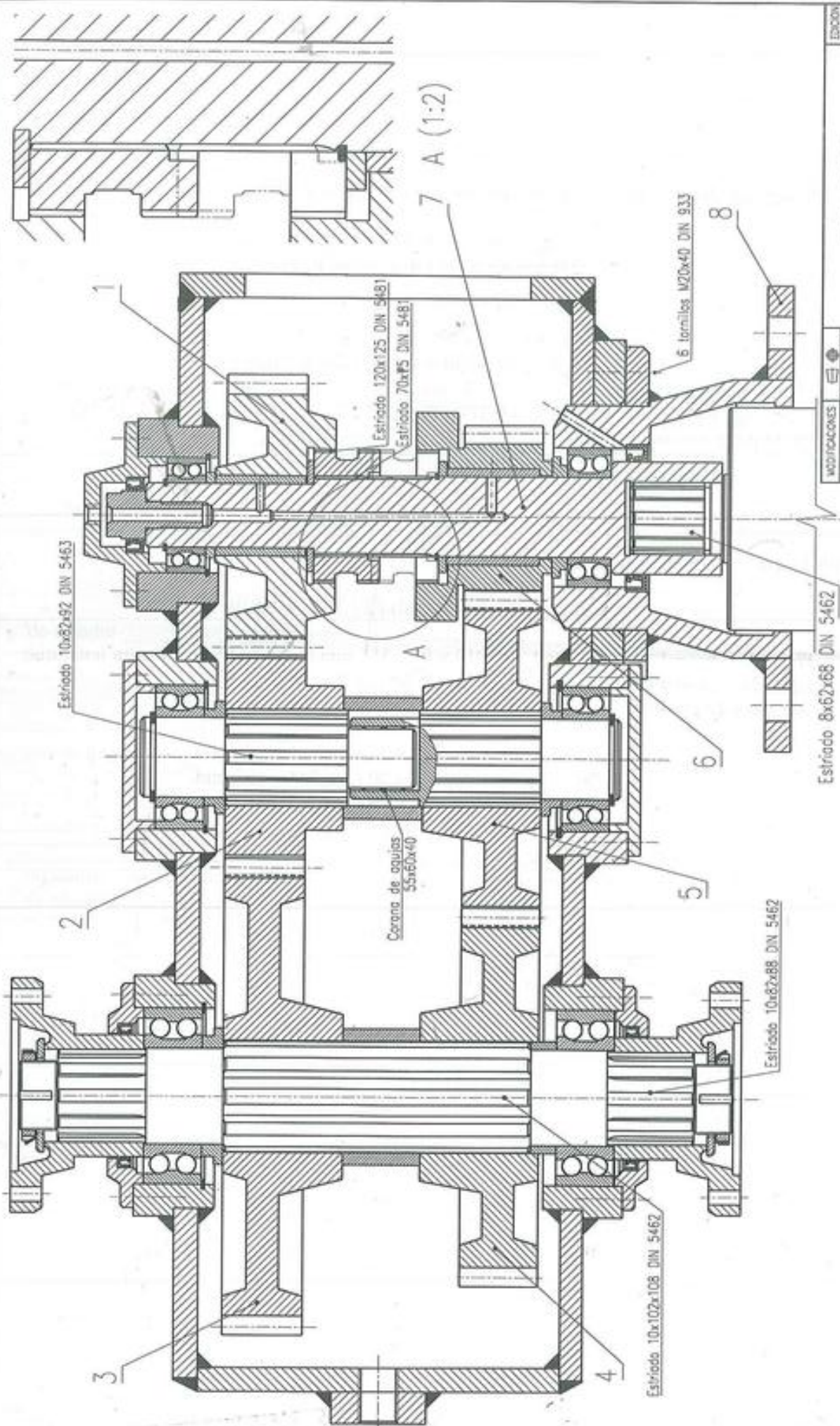
por lo que:

$$\cos \beta_2 / k_{45} = 8 \times (35 + 30) / 2 / 317,4 = 0,819$$

Si se elige $k_{45} = 1$, se tiene $\cos \beta_2 = 0,819$ y $\beta_2 = 35^\circ$, que como es lógico resulta igual que calculándolo a partir de c_{65}

Así pues, se tendrá:

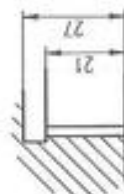
| | | |
|------------|---|---|
| $Z_6 = 16$ | y | $dp_6 = 8 \times 16 / \cos 35^\circ = 156 \text{ mm}$ |
| $Z_5 = 30$ | y | $dp_5 = 8 \times 30 / \cos 35^\circ = 293 \text{ mm}$ |
| $Z_4 = 35$ | y | $dp_4 = 8 \times 35 / \cos 35^\circ = 342 \text{ mm}$ |





| | | | |
|-----------------------------------|---------------|----------|------------|
| DATOS DE LA RUEDA | | | |
| Modulo normal | | mm | 8 |
| No de dientes | * | Z | 21 |
| Cremallera tipo | * | | UNE 18016 |
| Diámetro primitivo | | dp | 205,1 |
| Angulo de helice | | β | 35° |
| Sentido de la helice | | → | izquierdos |
| Distancia entre ejes marcas 1 y 2 | | C | 244,2 |
| Angulo entre ejes marcas 1 y 2 | | γ | 0° |
| RUEDA CONJUGADA 1 | Nº de dientes | Z2 | 25 |
| | Plano nº | | 35,02 |
| Distancia entre ejes marcas 2 y 3 | | C | 317,4 |
| Angulo entre ejes marcas 2 y 3 | | γ | 0° |
| RUEDA CONJUGADA 2 | Nº de dientes | Z3 | 44 |
| | Plano nº | | 35,04 |

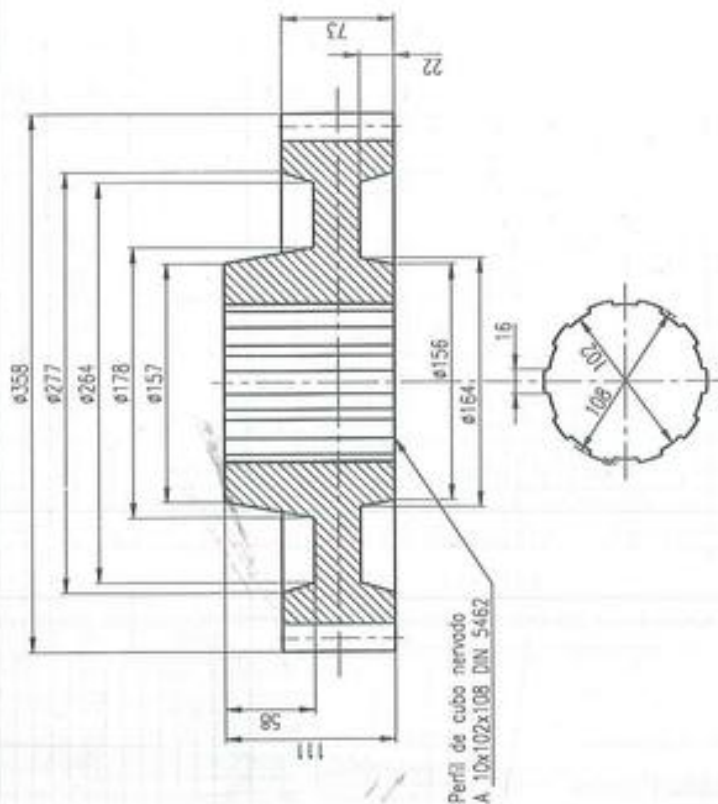
| | | | | |
|----------------|---|--------|--|----------|
| MODIFICACIONES |  | | <h1 style="text-align: center;">RUEDA 2</h1> | EDICION |
| | Tel. gen. Escuela | | | |
| | 1:5 | | | |
| | Fecha | | | |
| | Dibujad | Nombre | <h2 style="text-align: center;">DIBUJO INDUSTRIAL</h2> | Hoja nº |
| | Corr. | | | |
| | Sustituye a: | | | |
| | Sustituido por: | | | Nº hojas |
| | Plano nº: 35.03 | | | |



A (1:2)

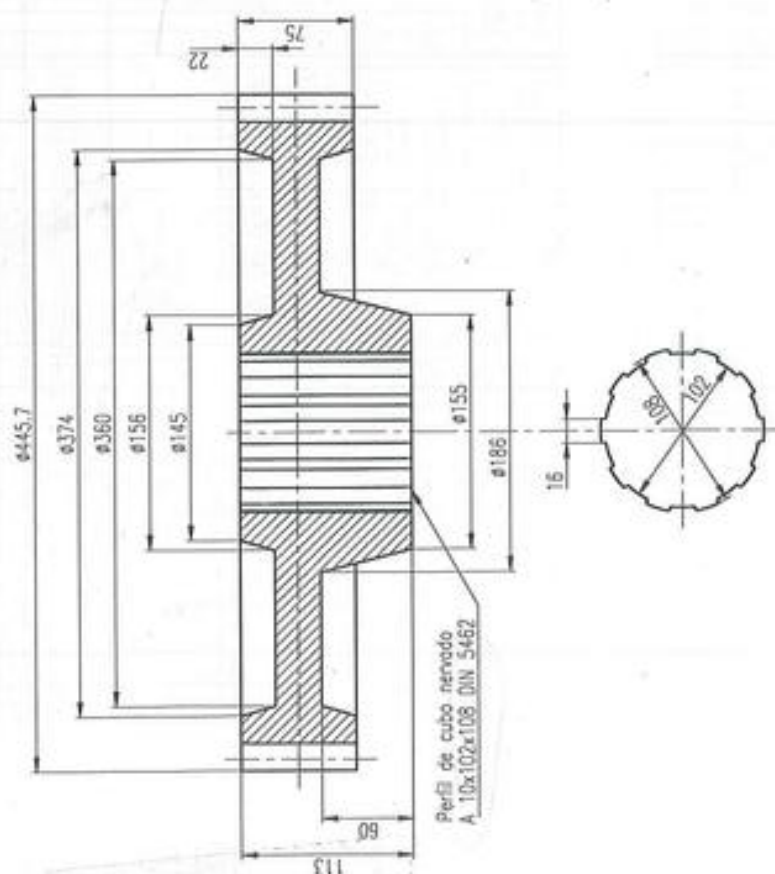
| DATOS DE LA RUEDA | |
|-------------------------|--------------|
| Modelo normal | mm 8 |
| No. de dientes | Z 25 |
| Cremallera tipo | UNE 18016 |
| Diámetro primitivo | dp 244,2 |
| Diámetro de helice | d 350 |
| Ángulo de la helice | → derivación |
| Separación de la helice | C 224,6 |
| Distancia entre ejes | Z 0' |
| Ángulo entre ejes | Z 0' |
| RUEDA CONJUGADA | |
| Nº de dientes | Z2 25,03 |
| Diámetro | |

| | | | | | | | |
|----------------|--------------|--------|-----------------|--|--|--|----------|
| MODIFICACIONES | | | | | | | EDICION |
| | Tol.gen. | Escala | | | | | |
| | | | 1:5 | | | | |
| | Dibujad | Fecha | Nombre | | | | Hoja nº |
| | Compr. | | | | | | Nº hojas |
| | Sustituye a: | | Sustituido por: | | | | |
| | Blanco no. | | | | | | |



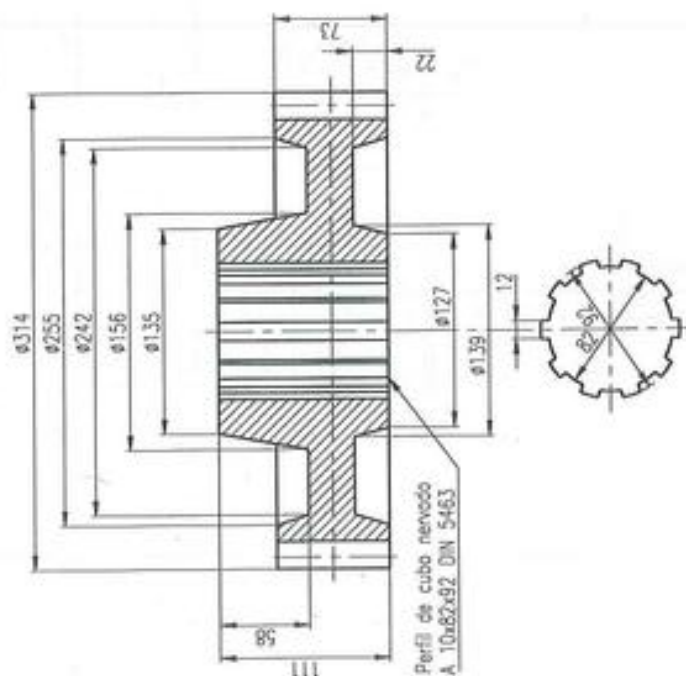
| DATOS DE LA RUEDA | | |
|----------------------|------------------|-----------|
| Medida normal | | mm |
| No. de dientes | Z | 15 |
| Crementero tipo | | UNE 18016 |
| Dentado primitivo | dp | 342 |
| Ángulo de helice | β | 30° |
| Sentido de la helice | → | derechos |
| Distancia entre ejes | C | 317,4 |
| Distancia entre ejes | Y | 0° |
| RUEDA CONJUGADA | Nº de dientes Z2 | 30 |
| | Ratio n° | 35,06 |

| | | | | | |
|----------------|---|--------|-----------------|---------|----------|
| MODIFICACIONES |  | | RUEDA 4 | EDICION | |
| | Tel. gen. | Escala | | | |
| | | 1:5 | | | |
| | Nombre | Fecha | | Nombre | Hoja nº |
| | Compr. | | | | Nº hojas |
| | Sustituye a: | | Sustituido por: | | |
| | Plano nº: 35.05 | | | | |



| DATOS DE LA RUEDA | | |
|----------------------|---------------------|-----------|
| Medida normal | mm | 8 |
| No. de dientes | Z | 44 |
| Cremlera ISO | | UNE 18015 |
| Diámetro primitivo | dp | 429,7 |
| Ángulo de hélice | β | 35° |
| Senado de la hélice | $\rightarrow$ | derechos |
| Distancia entre ejes | a | 317,4 |
| Ángulo entre ejes | γ | 0° |
| | γ' | 21° |
| RUEDA CONJUGADA | | |
| | Nº de dientes | 21 |
| | Paso a ² | 35,03 |

| | | | | | |
|----------------|---|--------|--------------------|--|----------|
| MODIFICACIONES |  | | <div>RUEDA 3</div> | | EDICION |
| | Tol. gen. | Escala | 1:5 | | |
| | Fecha | | Nombre | | Hoja nº |
| | Dibujad. | | | | |
| | Comor. | | | | |
| | Sustituye a: | | Sustituido por: | | Nº hojas |
| | Blanco nº: | | 35.04 | | |

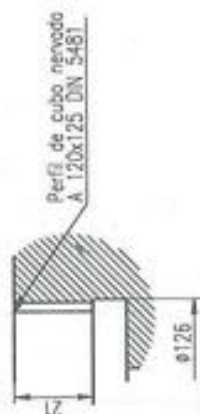
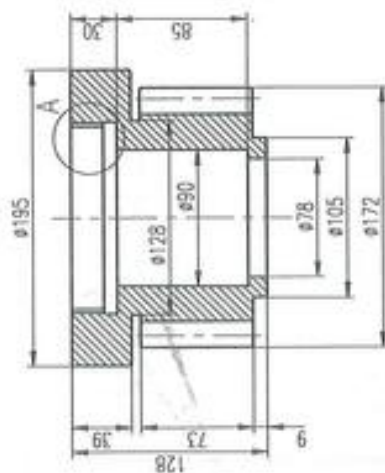


| DATOS DE LA RUEDA | | | |
|-----------------------------------|---------------|-------|----|
| Módulo normal | m | 8 | |
| Nº de dientes | Z | 30 | |
| Crementado tipo | UNE | 18018 | |
| Diámetro primitivo | d | 233 | |
| Ángulo de hélice | β | 35° | |
| Ángulo de la hélice | α | 35° | |
| Distancia entre ejes marcas 4 y 5 | C | 317.4 | |
| Ángulo entre ejes marcas 4 y 5 | γ | 0° | |
| Ángulo entre ejes | γ | 0° | |
| RUEDA CONJUGADA | Nº de dientes | 22 | 35 |
| | Plano n.º | 35.05 | |
| Distancia entre ejes marcas 5 y 6 | C | 224.8 | |
| Ángulo entre ejes marcas 5 y 6 | γ | 0° | |
| RUEDA CONJUGADA | Nº de dientes | 23 | 16 |
| | Plano n.º | 35.07 | |

| MODIFICACIONES | | EDICION | |
|----------------|-----------------|----------|--|
| Tol. | gen. | Escala | |
| | | 1:5 | |
| Dibujad. | Nombre | Fecha | |
| Compr. | | | |
| Sustituye a: | Sustituido por: | | |
| Plano n.º: | 35.06 | | |
| | | Hoja n.º | |
| | | Nº hojas | |

RUEDA 5

DIBUJO INDUSTRIAL



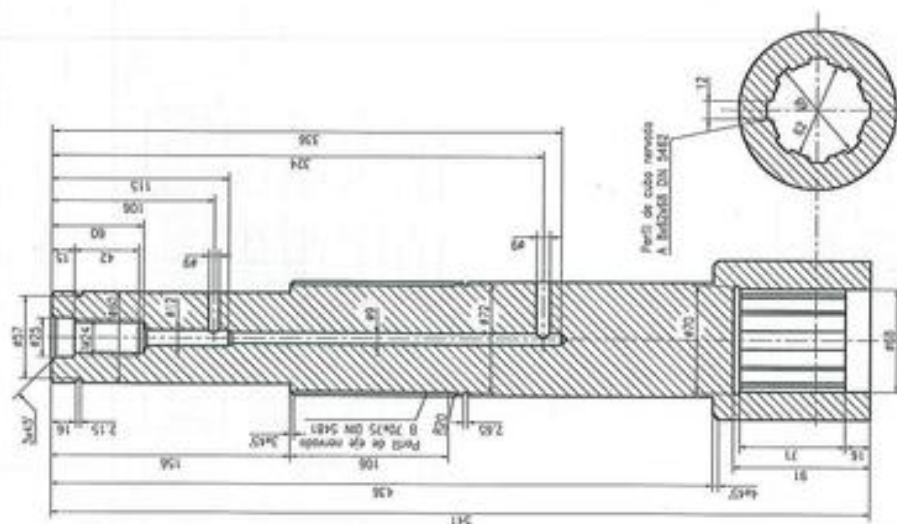
A (1:2)

| DATOS DE LA RUEDA | | | |
|----------------------|---------------|-------|----|
| Módulo normal | m | 8 | |
| Nº de dientes | Z | 16 | |
| Crementado tipo | UNE | 18018 | |
| Diámetro primitivo | d | 156 | |
| Ángulo de hélice | β | 35° | |
| Ángulo de la hélice | α | 35° | |
| Distancia entre ejes | C | 224.8 | |
| Ángulo entre ejes | γ | 0° | |
| RUEDA CONJUGADA | Nº de dientes | 22 | 30 |
| | Plano n.º | 35.06 | |

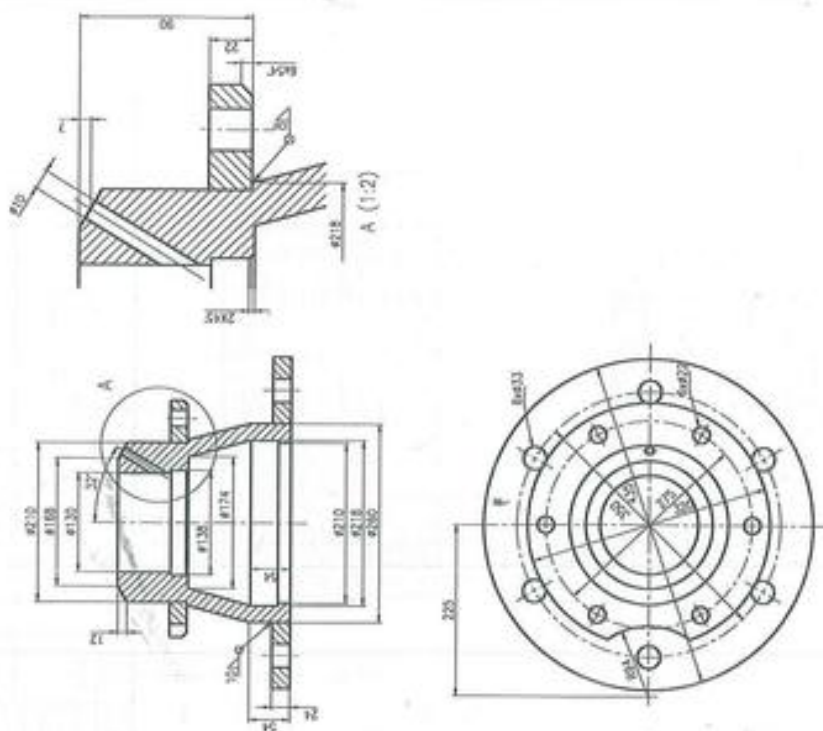
| MODIFICACIONES | | EDICION | |
|----------------|-----------------|----------|--|
| Tol. | gen. | Escala | |
| | | 1:5 | |
| Dibujad. | Nombre | Fecha | |
| Compr. | | | |
| Sustituye a: | Sustituido por: | | |
| Plano n.º: | 35.07 | | |
| | | Hoja n.º | |
| | | Nº hojas | |

RUEDA 6

DIBUJO INDUSTRIAL



| MODIFICACIONES | Tel. gen. | Escala | EDICION | ARBOL DE ENTRADA | | Hoja nº | Nº hojas |
|----------------|-----------|--------|---------|------------------|-----------------|---------|----------|
| | | | | Fecha | Nombre | | |
| | | 1:5 | | | | | |
| | | | | Dibujad. | | | |
| | | | | Compr. | | | |
| | | | | Sustituye a: | Sustituido por: | | |
| | | | | Plano nº: | 35.08 | | |



| MODIFICACIONES | Tel. gen. | Escala | EDICION | SOPORTE MOTOR | | Hoja nº | Nº hojas |
|----------------|-----------|--------|---------|---------------|-----------------|---------|----------|
| | | | | Fecha | Nombre | | |
| | | 1:10 | | | | | |
| | | | | Dibujad. | | | |
| | | | | Compr. | | | |
| | | | | Sustituye a: | Sustituido por: | | |
| | | | | Plano nº: | 35.09 | | |

- Estudiar el funcionamiento del conjunto.
- Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
- Realizar el despiece acotado de las marcas 1, 2, y 3.

Como datos de partida se saben:

El recorrido total entre las dos mordazas de la llave inglesa es de 24 mm.

Para abrir completamente la llave es necesario que el tornillo de 7,6 vueltas.

El tornillo tiene un solo hilo.

El módulo normal es = 1.

1. Solución

El mecanismo de accionamiento de la llave inglesa es un caso especial del tornillo sin fin-corona, donde la marca 3 hace la función de tornillo y la mordaza móvil (marca 2) hace la función de una corona de radio infinito, es decir, de una cremallera. El tornillo tiene el eje paralelo a la dirección de avance de la cremallera.

Si el eje de giro del tornillo es paralelo a la dirección de desplazamiento de la cremallera, el paso axial del tornillo se obtendrá dividiendo el recorrido de la cremallera para cada vuelta girada del tornillo entre el número de dientes del tornillo.

Si Z representa el número de hilos del tornillo (igual a 1), se tiene:

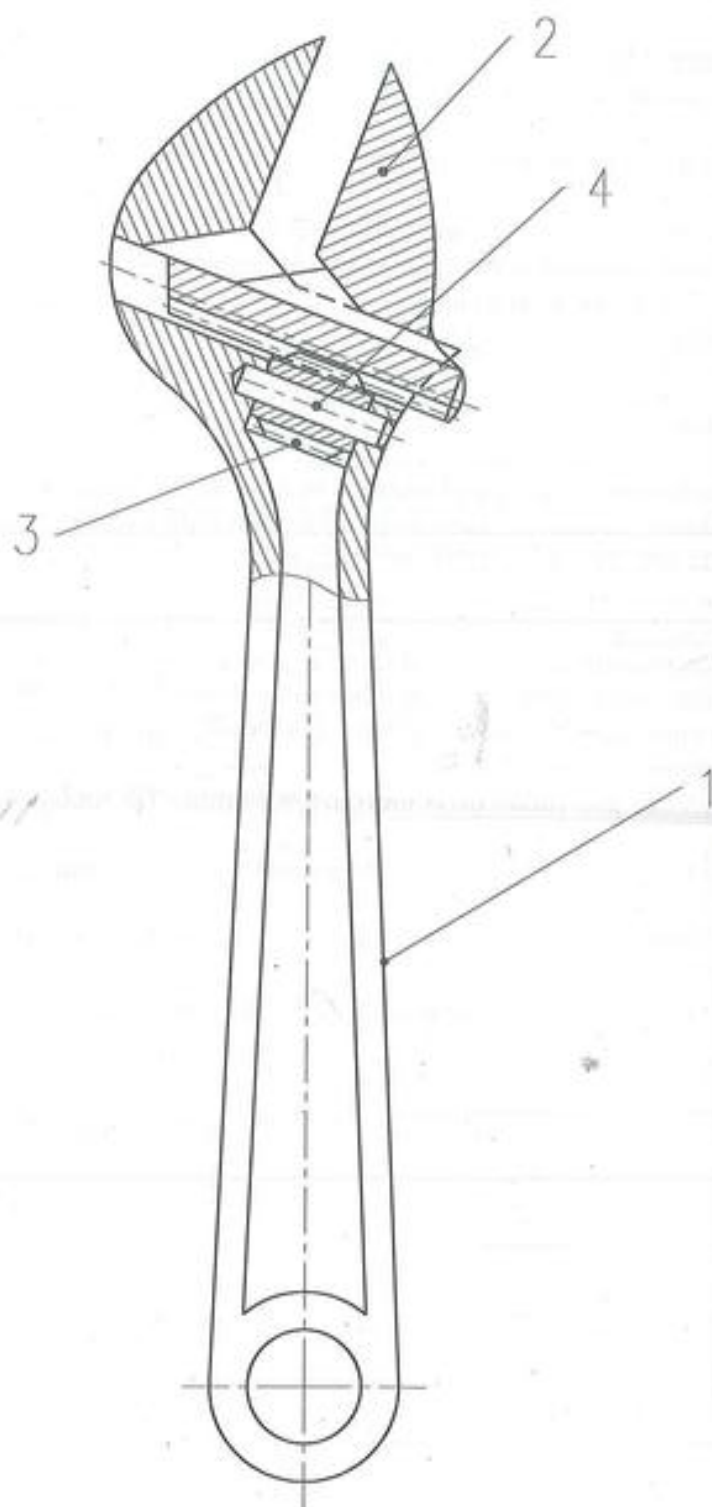
$$\text{Avance por vuelta de la mordaza} = 24 \text{ mm} / 7,6 \text{ vueltas} = 3,157 \text{ mm} = Z \times P_{ax}$$

$$\text{de donde: } P_{ax} = 3,157 \text{ mm}$$

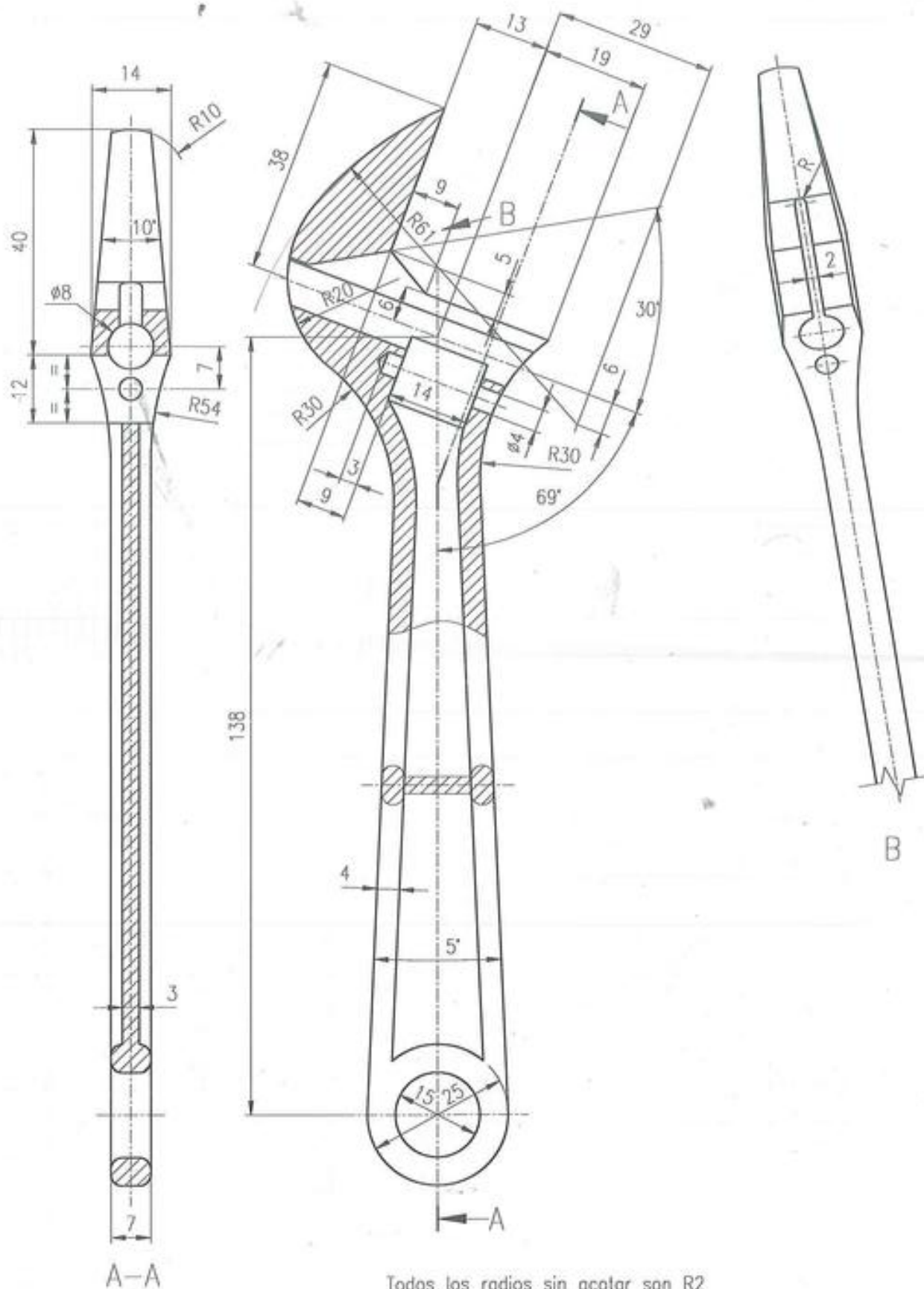
Como $P_{ax} = m_{ax} p$, se tiene $m_{ax} = 1,005$, por lo que si $m_n = m_{ax} \sin \beta$, se tiene:

$$\sin \beta = 1 / 1,005, \text{ de donde: } \beta = 84,28^\circ \text{ y}$$

$$d_p = m_c \times Z = \frac{m_n}{\cos \beta} \times Z = 10,03 \approx 10 \text{ mm}$$



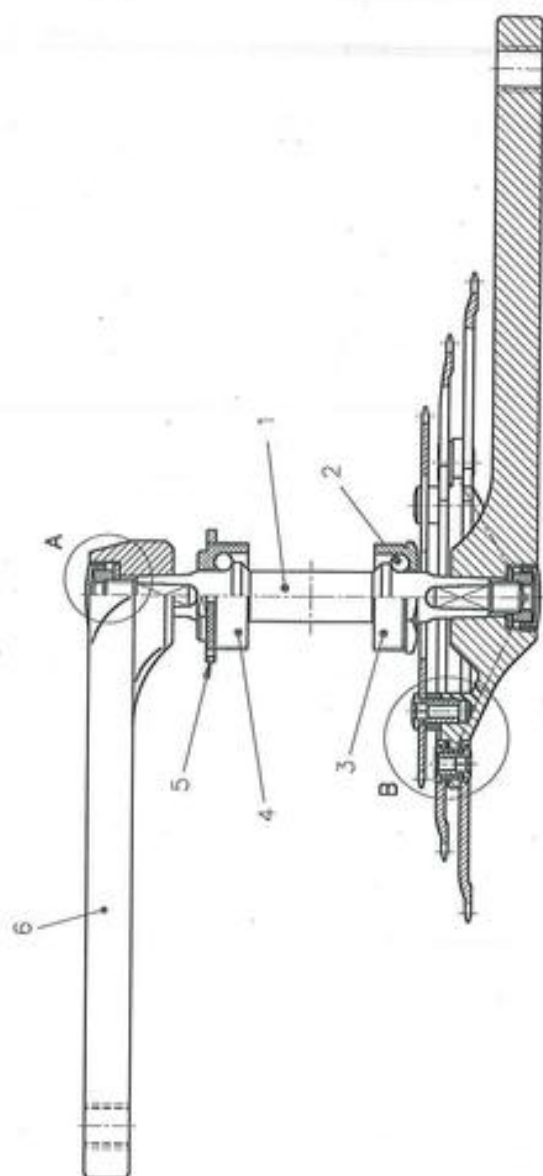
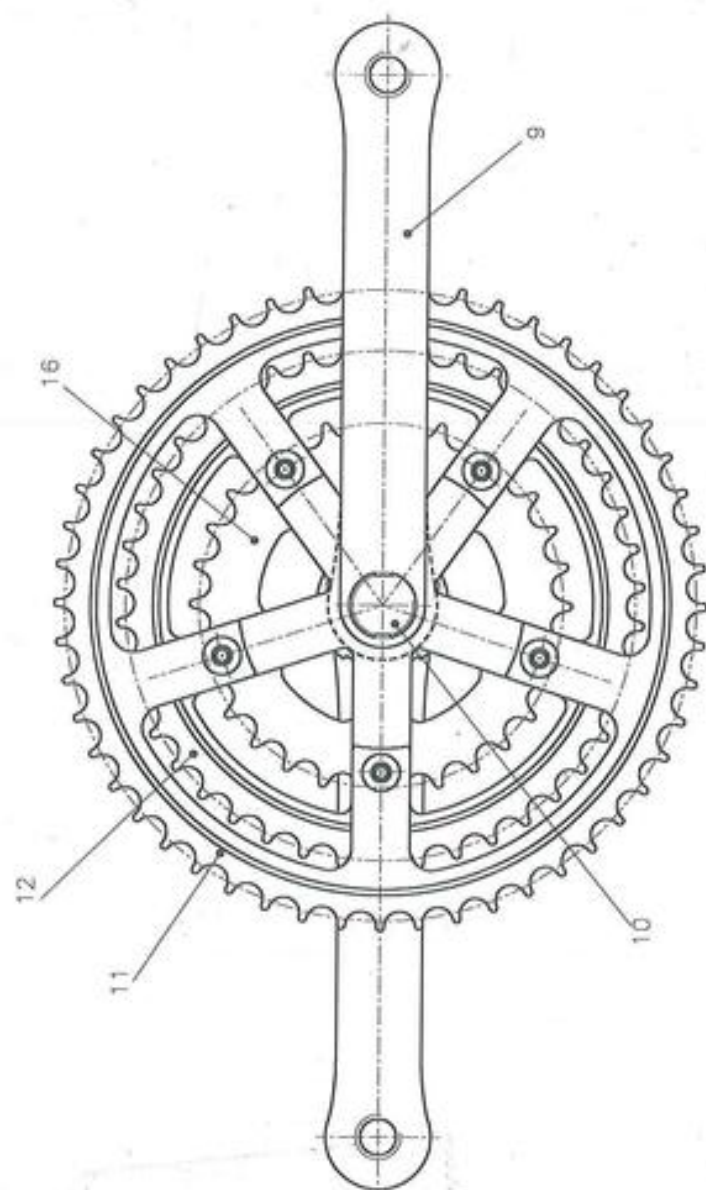
| | | | | | | |
|-------------------------|------------------|---------------|-------------------|--------|----------|----------|
| 1 | PASADOR | 4 | 36.05 | | ACERO | |
| 1 | TORNILLO | 3 | 36.04 | | ACERO | |
| 1 | MORDAZA MOVIL | 2 | 36.03 | | ACERO | |
| 1 | MANGO | 1 | 36.02 | | ACERO | |
| No. piezas Denominación | | Marca | Plano | Modelo | Material | Peso |
| MODIFICACIONES | | LLAVE INGLESA | | | | EDICION |
| | Tol. gen. Escala | | | | | |
| | 1:1 | | | | | |
| | Fecha | Nombre | DIBUJO INDUSTRIAL | | | Hoja nº |
| | Dibujad. | | | | | |
| | Compr. | | | | | |
| | Sustituye a: | | Sustituido por: | | | Nº hojas |
| | Plano nº: 36.01 | | | | | |



Todos los radios sin acotar son R2

| MODIFICACIONES | | Escala | | MANGO | | EDICION |
|----------------|--|--------------|--------|--------------------------|--|----------|
| | | Tol. | gen. | | | |
| | | | 1:1 | | | |
| | | Fecha | Nombre | | | Hoja nº |
| | | Dibujad. | | DIBUJO INDUSTRIAL | | Nº hojas |
| | | Compr. | | | | |
| | | Sustituye a: | | Sustituido por: | | |
| | | Plano nº: | 36.02 | | | |

- a) Estudiar el funcionamiento del conjunto.
- b) Definir las formas compatibles con el funcionamiento deseado del conjunto.
- c) Realizar el despiece acotado de la marca 16.

$\beta(1:1)$ $A(1:1)$ 

| MODIFICACIONES | | 
Tolgen, Escala | | Fecha
1/2/5 | | EJE DE PEDALIER Y BIELAS | | Edición | |
|----------------|-------|---|-------|----------------|--------|--------------------------|---------|----------|--|
| N | placa | Denominación | Monro | Plano | Modelo | Materia | Hoja nº | Nº Hojas | |
| 0 | | TORNILLO | 16 | 37.17 | | ALUMINIO | | | |
| 5 | | ARANDELA | 17 | 37.18 | | ACERO | | | |
| 1 | | PLATO | 16 | 37.15 | | ACERO | | | |
| 5 | | TORNILLO | 15 | 37.14 | | ALUMINIO | | | |
| 5 | | TUERCA | 14 | 37.13 | | ALUMINIO | | | |
| 5 | | ARANDELA | 13 | 37.12 | | ACERO | | | |
| 1 | | PLATO | 12 | 37.11 | | ALUMINIO | | | |
| 1 | | PLATO | 11 | 37.10 | | ALUMINIO | | | |
| 2 | | TAPA | 10 | 37.09 | | PVC | | | |
| 1 | | BIELA | 9 | 37.08 | | ALUMINIO | | | |
| 2 | | ARANDELA | 8 | | | | | | |
| 2 | | TUERCA | 7 | | | | | | |
| 1 | | BIELA | 6 | 37.07 | | ALUMINIO | | | |
| 1 | | CONTRATUERCA | 5 | 37.06 | | ACERO | | | |
| 1 | | CAZOLETA | 4 | 37.05 | | ACERO | | | |
| 1 | | CAZOLETA | 3 | 37.04 | | ACERO | | | |
| 2 | | RODAMIENTO | 2 | 37.03 | | ACERO | | | |
| 1 | | EJE | 1 | 37.02 | | ACERO | | | |

Plano nº: 37.01

Sustituye a:

Revisión

Fecha

Nombre

Sustituido por:

DIBUJO INDUSTRIAL

Del siguiente conjunto:

- a) Determinar los elementos normalizados.
- b) Despiece acotado de las marcas 2, 1 y 4.

1. Funcionamiento

La bomba axial de pistones se utiliza para la impulsión de aceite. El aceite es bombeado gracias al movimiento continuo de los 8 pistones (marca 6) al girar el eje (marca 2). El eje posee una plataforma inclinada que en su giro obliga a los pistones a subir y a bajar de acuerdo con la figura 1. Cuando los pistones ascienden se bombea aceite, y cuando los pistones descienden se crea una depresión por lo que el aceite entra en la bomba.

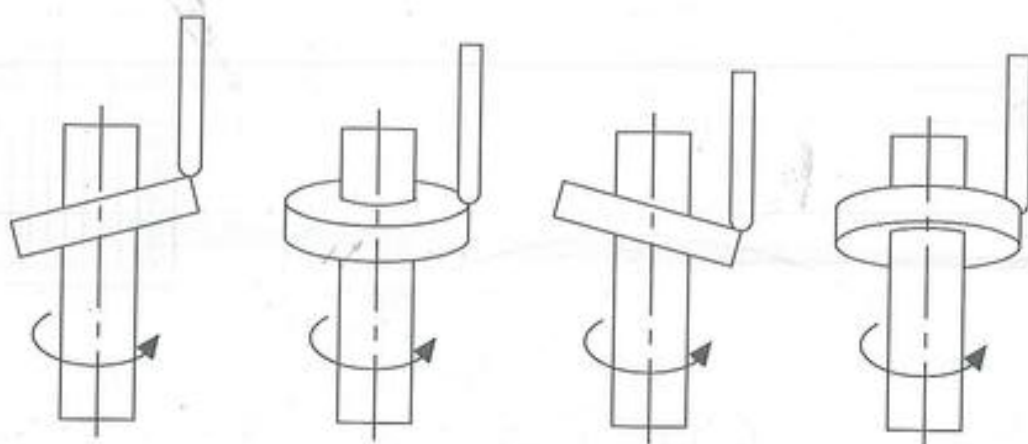
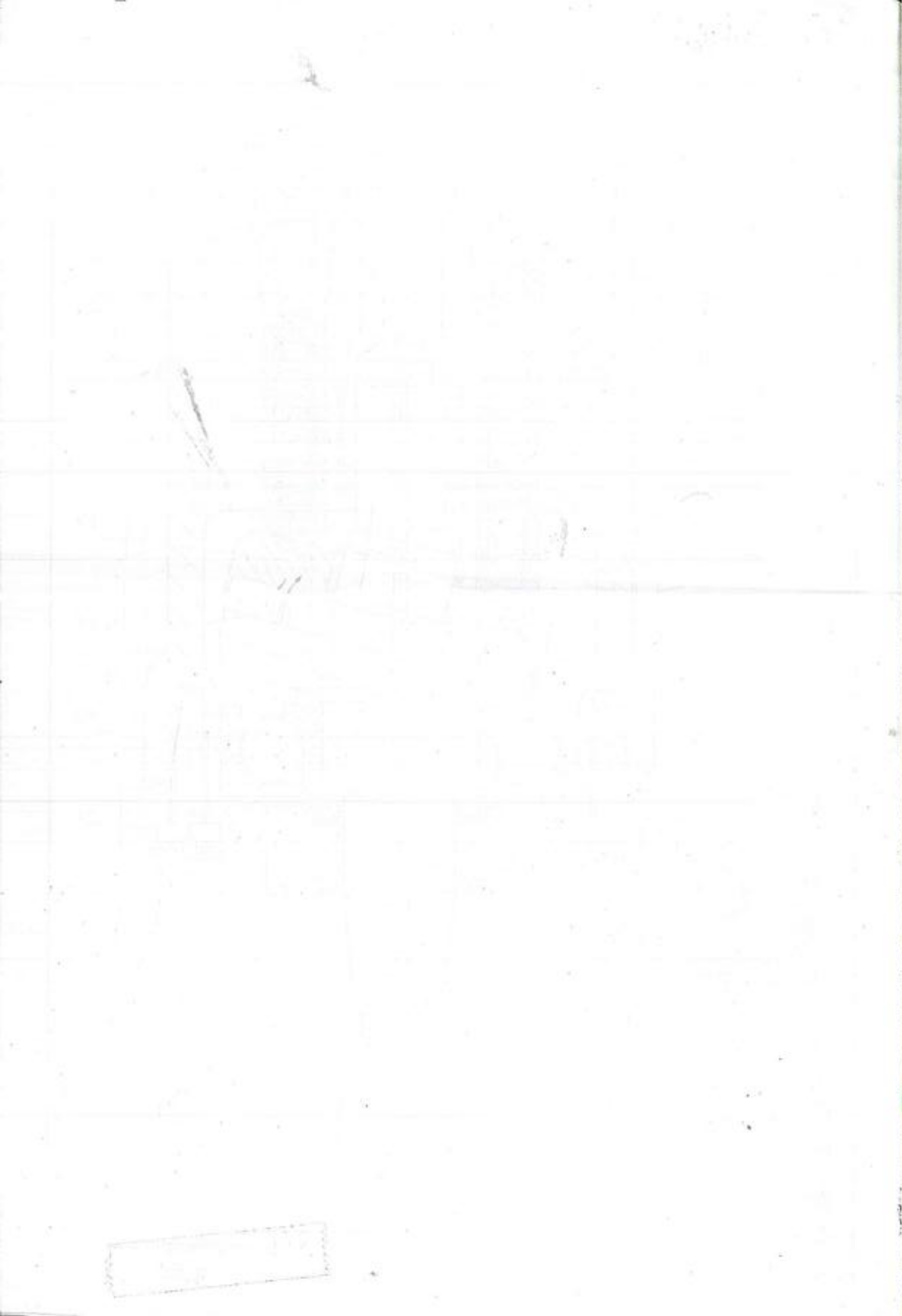


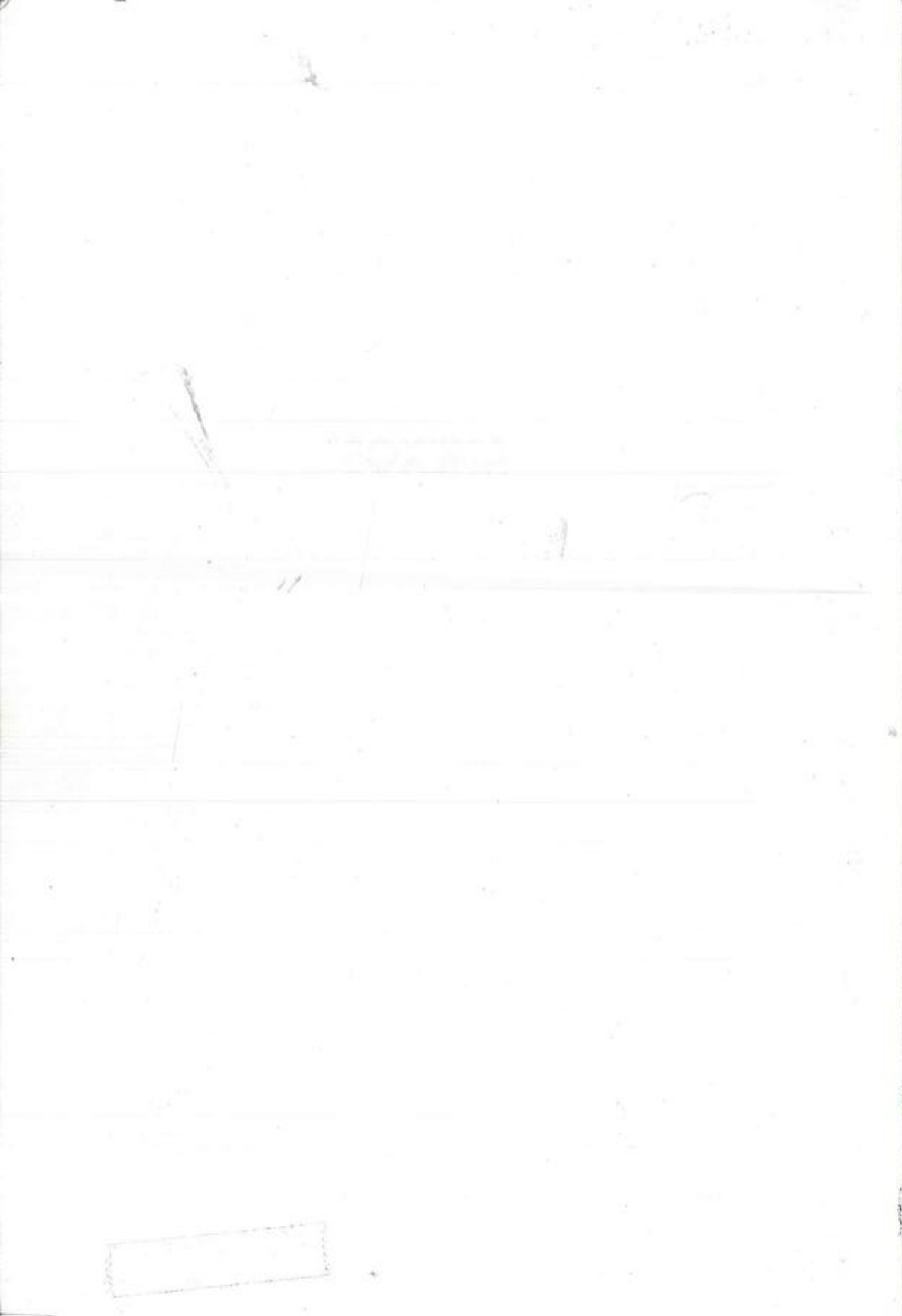
FIGURA 1. Movimiento de un pistón según el movimiento del eje.





ANEXOS*

* Las designaciones de las tablas que se ofrecen corresponden a las designaciones normalizadas más utilizadas en la industria.



ROSCA METRICA ISO

| Diámetros nominales | | | Pasos | | | | | | | Diámetro interior
agujero
roscado | Diámetro
agujero
pasante
(tol H13) |
|---------------------|----------|----------|--------|-------|------|------|---|---|--|---|---|
| 1ª Serie | 2ª Serie | 3ª Serie | Normal | Finos | | | | | | | |
| 1 | | | 0.25 | 0.2 | | | | | | | 1.2 |
| | 1.1 | | 0.25 | 0.2 | | | | | | | |
| 1.2 | | | 0.25 | 0.2 | | | | | | | 1.4 |
| | 1.4 | | 0.3 | 0.2 | | | | | | | 1.6 |
| 1.6 | | | 0.35 | 0.2 | | | | | | | 1.8 |
| | 1.8 | | 0.35 | 0.2 | | | | | | | 2 |
| 2 | | | 0.4 | 0.25 | | | | | | | 2.4 |
| | 2.2 | | 0.45 | 0.25 | | | | | | | 2.7 |
| 2.5 | | | 0.45 | 0.35 | | | | | | | 2.9 |
| 3 | | | 0.5 | 0.35 | | | | | | | 3.4 |
| | 3.5 | | 0.6 | 0.35 | | | | | | | 3.9 |
| 4 | | | 0.7 | 0.5 | | | | | | | 4.5 |
| | 4.5 | | 0.75 | 0.5 | | | | | | | |
| 5 | | | 0.8 | 0.5 | | | | | | | 5.5 |
| | | 5.5 | | 0.5 | | | | | | | |
| 6 | | | 1 | 0.75 | | | | | | | 6.6 |
| | | 7 | 1 | 0.75 | | | | | | | 7.6 |
| 8 | | | 1.25 | 0.75 | 1 | | | | | | 9 |
| | | 9 | 1.25 | 0.75 | 1 | | | | | | |
| 10 | | | 1.5 | 0.75 | 1 | 1.25 | | | | | 11 |
| | | 11 | 1.5 | 0.75 | 1 | | | | | | |
| 12 | | | 1.75 | 1 | 1.25 | 1.5 | | | | | 14 |
| | 14 | | 2 | 1 | 1.25 | 1.5 | | | | | 16 |
| | | 15 | | 1 | 1.5 | | | | | | |
| 16 | | | 2 | 1 | 1.5 | | | | | | 18 |
| | | 17 | | 1 | 1.5 | | | | | | |
| | 18 | | 2.5 | 1 | 1.5 | 2 | | | | | 20 |
| 20 | | | 2.5 | 1 | 1.5 | 2 | | | | | 22 |
| | 22 | | 2.5 | 1 | 1.5 | 2 | | | | | 24 |
| 24 | | | 3 | 1 | 1.5 | 2 | | | | | 26 |
| | | 25 | | 1.5 | | | | | | | |
| | | 26 | | 1 | 1.5 | 2 | | | | | |
| | 27 | | 3 | 1 | 1.5 | 2 | | | | | 30 |
| | | 28 | | 1 | 1.5 | 2 | | | | | |
| 30 | | | 3.5 | 1 | 1.5 | 2 | | | | | 33 |
| | | 32 | | 1.5 | 2 | | | | | | |
| | 33 | | 3.5 | 1.5 | 2 | | | | | | 36 |
| | | 35 | | 1.5 | | | | | | | |
| 36 | | | 4 | 1.5 | 2 | 3 | | | | | 39 |
| | | 38 | | 1.5 | | | | | | | |
| | 39 | | 4 | 1.5 | 2 | 3 | | | | | 42 |
| | | 40 | | 1.5 | 2 | 3 | | | | | |
| 42 | | | 4.5 | 1.5 | 2 | 3 | 4 | | | | 45 |
| | 45 | | 4.5 | 1.5 | 2 | 3 | 4 | | | | 48 |
| 48 | | | 5 | 1.5 | 2 | 3 | 4 | | | | 52 |
| | | 50 | | 1.5 | 2 | 3 | 4 | | | | |
| | 52 | | 5 | 1.5 | 2 | 3 | 4 | | | | 56 |
| | | 55 | | 1.5 | 2 | 3 | 4 | | | | |
| 56 | | | 5.5 | 1.5 | 2 | 3 | 4 | | | | 62 |
| | | 58 | | 1.5 | 2 | 3 | 4 | | | | |
| | 60 | | 5.5 | 1.5 | 2 | 3 | 4 | | | | 66 |
| | | 62 | | 1.5 | 2 | 3 | 4 | | | | |
| 64 | | | 6 | 1.5 | 2 | 3 | 4 | | | | 70 |
| | | 65 | | 1.5 | 2 | 3 | 4 | | | | |
| | 68 | | 6 | 1.5 | 2 | 3 | 4 | | | | 74 |
| | | 70 | | 1.5 | 2 | 3 | 4 | 6 | | | |

| Diámetros nominales | | | Pasos | | | | | | | Diámetro interior
agujero
roscado | Diámetro
agujero
pasante
(tol H13) |
|---------------------|----------|----------|--------|-------|---|---|---|---|--|---|---|
| 1ª Serie | 2ª Serie | 3ª Serie | Normal | Finos | | | | | | | |
| 72 | | | | 1,5 | 2 | 3 | 4 | 6 | | | 78 |
| | | 75 | | 1,5 | 2 | 3 | 4 | | | | |
| | 76 | | | 1,5 | 2 | 3 | 4 | 6 | | | 82 |
| | | 78 | | 2 | | | | | | | |
| 80 | | | | 1,5 | 2 | 3 | 4 | 6 | | | 86 |
| | | 82 | | 2 | | | | | | | |
| | 85 | | | 2 | 3 | 4 | 6 | | | | |
| 90 | | | | 2 | 3 | 4 | 6 | | | | 96 |
| | 95 | | | 2 | 3 | 4 | 6 | | | | |
| 100 | | | | 2 | 3 | 4 | 6 | | | | 107 |
| | 105 | | | 2 | 3 | 4 | 6 | | | | |
| 110 | | | | 2 | 3 | 4 | 6 | | | | 117 |
| | 115 | | | 2 | 3 | 4 | 6 | | | | |
| | 120 | | | 2 | 3 | 4 | 6 | | | | 127 |
| 125 | | | | 2 | 3 | 4 | 6 | | | | 132 |
| | 130 | | | 2 | 3 | 4 | 6 | | | | 137 |
| | | 135 | | 2 | 3 | 4 | 6 | | | | |
| 140 | | | | 2 | 3 | 4 | 6 | | | | 147 |
| | | 145 | | 2 | 3 | 4 | 6 | | | | |
| | 150 | | | 2 | 3 | 4 | 6 | | | | 158 |
| | | 155 | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| 160 | | | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| | | 165 | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| | 170 | | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| | | 175 | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| 180 | | | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| | | 185 | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| | 190 | | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| | | 195 | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| 200 | | | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| | | 205 | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| | 210 | | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| | | 215 | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| 220 | | | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| | | 225 | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| | | 230 | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| | | 235 | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| | 240 | | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| | | 245 | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| 250 | | | | 3 | 4 | 6 | | | | | |
| | | 255 | | 4 | 6 | | | | | | |
| | 260 | | | 4 | 6 | | | | | | |
| | | 265 | | 4 | 6 | | | | | | |
| | | 270 | | 4 | 6 | | | | | | |
| | | 275 | | 4 | 6 | | | | | | |
| 280 | | | | 4 | 6 | | | | | | |
| | | 285 | | 4 | 6 | | | | | | |
| | | 290 | | 4 | 6 | | | | | | |
| | | 295 | | 4 | 6 | | | | | | |
| | 300 | | | 4 | 6 | | | | | | |

Nota: En las tablas únicamente aparecen reflejados los valores que aparecen en las normas.
 Para los agujeros pasantes correspondientes a valores no reflejados en tablas se recomienda elegir alguno interpolando entre los contiguos.
 El diámetro interior se calcula mediante la fórmula:

$$DI = D - 2 \times 5/8 H = d - 1,083 P$$

SERIES DE ROSCA TRAPEZIAL ISO

| Diámetros nominales | | | Pasos para roscas
de un hilo | | |
|---------------------|----------|----------|---------------------------------|----|----|
| 1ª Serie | 2ª Serie | 3ª Serie | | | |
| 8 | | | 1,5 | | |
| | 9 | | 1,5 | 2 | |
| 10 | | | 1,5 | 2 | |
| | 11 | | 2 | 3 | |
| 12 | | | 2 | 3 | |
| | 14 | | 2 | 3 | |
| 16 | | | 2 | 4 | |
| | 18 | | 2 | 4 | |
| 20 | | | 2 | 4 | |
| | 22 | | 3 | 5 | 8 |
| 24 | | | 3 | 5 | 8 |
| | 26 | | 3 | 5 | 8 |
| 28 | | | 3 | 5 | 8 |
| | 30 | | 3 | 6 | 10 |
| 32 | | | 3 | 6 | 10 |
| | 34 | | 3 | 6 | 10 |
| 36 | | | 3 | 6 | 10 |
| | 38 | | 3 | 7 | 10 |
| 40 | | | 3 | 7 | 10 |
| | 42 | | 3 | 7 | 10 |
| 44 | | | 3 | 7 | 12 |
| | 46 | | 3 | 8 | 12 |
| 48 | | | 3 | 8 | 12 |
| | 50 | | 3 | 8 | 12 |
| 52 | | | 3 | 8 | 12 |
| | 55 | | 3 | 9 | 14 |
| 60 | | | 3 | 9 | 14 |
| | 65 | | 4 | 10 | 16 |
| 70 | | | 4 | 10 | 16 |
| | 75 | | 4 | 10 | 16 |
| 80 | | | 4 | 10 | 16 |
| | 85 | | 4 | 12 | 18 |
| 90 | | | 4 | 12 | 18 |
| | 95 | | 4 | 12 | 18 |
| 100 | | | 4 | 12 | 20 |
| | | 105 | 4 | 12 | 20 |
| | 110 | | 4 | 12 | 20 |
| | | 115 | 6 | 14 | 22 |
| 120 | | | 6 | 14 | 22 |
| | | 125 | 6 | 14 | 22 |
| | 130 | | 6 | 14 | 22 |
| | | 135 | 6 | 14 | 24 |
| 140 | | | 6 | 14 | 24 |
| | | 145 | 6 | 14 | 24 |
| | 150 | | 6 | 16 | 24 |
| | | 155 | 6 | 16 | 24 |
| 160 | | | 6 | 16 | 28 |
| | | 165 | 6 | 16 | 28 |
| | 170 | | 6 | 16 | 28 |
| | | 175 | 8 | 16 | 28 |
| 180 | | | 8 | 18 | 28 |
| | | 185 | 8 | 18 | 32 |
| | 190 | | 8 | 18 | 32 |
| | | 195 | 8 | 18 | 32 |
| 200 | | | 8 | 18 | 32 |
| | 210 | | 8 | 20 | 36 |
| 220 | | | 8 | 20 | 36 |
| | 230 | | 8 | 20 | 36 |
| 240 | | | 8 | 22 | 36 |
| | 250 | | 12 | 22 | 40 |
| 260 | | | 12 | 22 | 40 |
| | 270 | | 12 | 24 | 40 |
| 280 | | | 12 | 24 | 40 |
| | 290 | | 12 | 24 | 44 |
| 300 | | | 12 | 24 | 44 |

Lengüetas de ajuste. DIN 6885

[illegible]

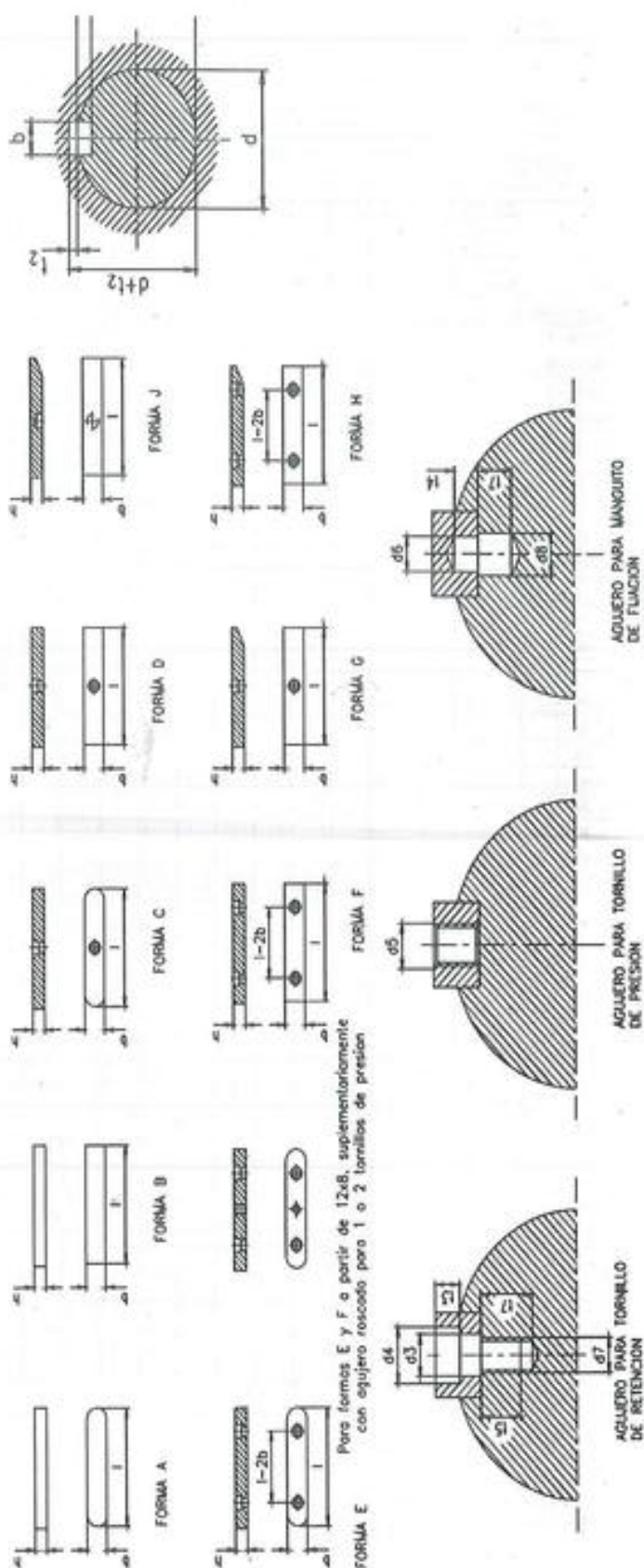
Lengüetas de ajuste. DIN 6885

| Dimensiones de la lengüeta | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|--|---|----|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|-----|-----|----|----|-----|--|
| Sección de la lengüeta | | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 25 | 28 | 32 | 36 | 40 | 45 | 50 | 56 | 63 | 70 | 80 | 90 | 100 | | | | | |
| altura h | | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 25 | 28 | 32 | 36 | 40 | 45 | 50 | 56 | 63 | 70 | 80 | 90 | 100 | |
| Para diámetro más de | | 6 | 8 | 10 | 12 | 17 | 22 | 30 | 38 | 44 | 50 | 58 | 65 | 75 | 85 | 95 | 110 | 130 | 150 | 170 | 200 | 230 | 260 | 290 | 330 | 380 | 440 | 500 | | | | |
| hasto del eje | | 8 | 10 | 12 | 17 | 22 | 30 | 38 | 44 | 50 | 58 | 65 | 75 | 85 | 95 | 110 | 130 | 150 | 170 | 200 | 230 | 260 | 290 | 330 | 380 | 440 | 500 | | | | | |
| Agujeros para tornillos de retención, tornillos y manguitos de sujeción | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| d3 | | - | - | - | - | - | 3,4 | 4,5 | 5,5 | 5,5 | 6,6 | 6,6 | 6,6 | 9 | 11 | 11 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 | 16 | 18 | 18 | 22 | 22 | | | | | |
| d4 | | - | - | - | - | - | 6 | 6 | 8 | 10 | 11 | 11 | 11 | 15 | 18 | 18 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 26 | 26 | 33 | 33 | | | | | |
| d5 | | - | - | - | - | - | M3 | M3 | M4 | M5 | M5 | M6 | M6 | M8 | M10 | M10 | M12 | M12 | M12 | M12 | M12 | M12 | M16 | M16 | M20 | M20 | | | | | | |
| d6 H12 | | - | - | - | - | - | 4 | 4 | 5 | 6 | 6 | 8 | 8 | 10 | 12 | 12 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 20 | 20 | 25 | 25 | | | | | |
| d3 | | - | - | - | - | - | 2,4 | 3,2 | 4,1 | 4,1 | 4,8 | 4,8 | 4,8 | 6 | 7,3 | 7,3 | 8,3 | 8,3 | 8,3 | 8,3 | 8,3 | 8,3 | 11,5 | 11,5 | 13,5 | 13,5 | | | | | | |
| d4 | | - | - | - | - | - | 4 | 5 | 6 | 6 | 7 | 8 | 8 | 10 | 10 | 12 | 14 | 16 | 16 | 16 | 16 | 16 | 20 | 20 | 25 | 25 | | | | | | |
| d7 | | - | - | - | - | - | M3 | M3 | M4 | M5 | M6 | M6 | M6 | M8 | M10 | M10 | M12 | M12 | M12 | M12 | M12 | M12 | M16 | M16 | M20 | M20 | | | | | | |
| d8 | | - | - | - | - | - | 4,5 | 4,5 | 5,5 | 6,5 | 6,5 | 9 | 9 | 9 | 11 | 13 | 13 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 | 21 | 21 | 26 | 26 | | | | | | |
| d5 | | - | - | - | - | - | 4 | 5 | 6 | 6 | 7 | 6 | 8 | 9 | 9 | 11 | 15 | 13 | 15 | 12 | 13 | 13 | 17 | 18 | 20 | 20 | | | | | | |
| d6 | | - | - | - | - | - | 7 | 8 | 10 | 10 | 12 | 11 | 13 | 15 | 15 | 17 | 22 | 20 | 22 | 19 | 20 | 20 | 24 | 25 | 28 | 28 | | | | | | |
| d7 | | - | - | - | - | - | 5 | 5 | 7 | 8 | 11 | 10 | 10 | 12 | 18 | 16 | 20 | 18 | 18 | 18 | 18 | 18 | 24 | 24 | 30 | 30 | | | | | | |
| Tornillo de retención (DIN 84, 7984, 6, 6912) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Manguito de sujeción (DIN 1483) | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Materiali de la bazei:

Pero h hasta 25 mm, Si 50.1 K DIN 1.652

Para h mayor de 25 mm, Si 60-2 K DIN 1652



CHAVETAS DIN 6886

CHAVETAS

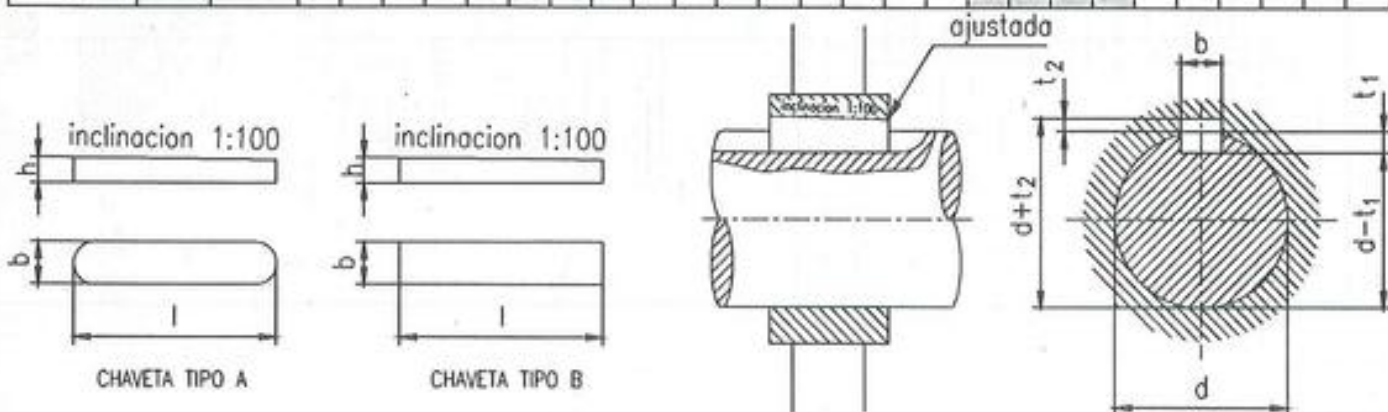
DIN 6886

Designación: Chaveta Tipo (A o B) b x h x l DIN 6886

Material: St 50-1 K DIN 1652 para h hasta 25

St 60-2 K DIN 1652 para h mayor de 25

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|----------------------------|-----|--------------|---|--|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|-----|-----|-----|--|--|--|
| Sección de la chaveta | | Anchura | | 31 60-2 K, DIN 1652 para h mayor de 25 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Altura | | h | | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 25 | 28 | 32 | 36 | 40 | 45 | 50 | 56 | 63 | 70 | 80 | 90 | 100 | | | |
| Diámetro del eje | | mas de hasta | | d | 6 | 8 | 10 | 12 | 17 | 22 | 30 | 38 | 44 | 50 | 58 | 65 | 75 | 85 | 95 | 110 | 130 | 150 | 170 | 200 | 230 | 260 | 290 | 330 | 380 | 440 | 500 | | | | |
| | | d | 8 | 10 | 12 | 17 | 22 | 30 | 38 | 44 | 50 | 58 | 65 | 75 | 85 | 95 | 110 | 130 | 150 | 170 | 200 | 230 | 260 | 290 | 330 | 380 | 440 | 500 | | | | | | | |
| Anchura de la ranura | | b | | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 25 | 28 | 32 | 36 | 40 | 45 | 50 | 56 | 63 | 70 | 80 | 90 | 100 | | | | | | |
| Profundidad ranura del eje | | t1 | | 1.2 | 1.8 | 2.5 | 3 | 3.5 | 4 | 5 | 5 | 5.5 | 6 | 7 | 7.5 | 9 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 15 | 17 | 20 | 20 | 22 | 25 | 28 | 31 | | | | | | |
| Profundidad ranura cubo | | dif. adm. | | 0.1 | | | | | | | | | | | | 0.2 | | | | | | | | | | 0.3 | | | | | | | | | |
| | | t2 | | 0.5 | 0.9 | 1.2 | 1.7 | 2.2 | 2.4 | 2.4 | 2.4 | 2.9 | 3.4 | 3.4 | 3.9 | 4.4 | 4.4 | 5.4 | 6.4 | 7.1 | 8.1 | 9.1 | 10.1 | 11.1 | 11.1 | 13.1 | 14.1 | 16.1 | 18.1 | | | | | | |
| Longitud (l) | | dif. adm. | | 0.1 | | | | | | | | | | | | 0.2 | | | | | | | | | | 0.3 | | | | | | | | | |
| Chaveta | | Ranura | | LONGITUDES ADMISIBLES PARA CADA UNA DE LAS SERIES DE DIAMETROS | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | 0.2 | 0.2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 10 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 12 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 14 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 16 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 18 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 22 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 25 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 28 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 32 | 0.3 | 0.3 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 36 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 40 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 45 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 56 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 63 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 70 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 80 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 90 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 100 | 0.5 | 0.5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 110 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 125 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 140 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 160 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 180 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 200 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 220 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 250 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 280 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 320 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 360 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 400 | | | | | | | | | | | | </ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |



CHAVETAS CON CABEZA DIN 6887

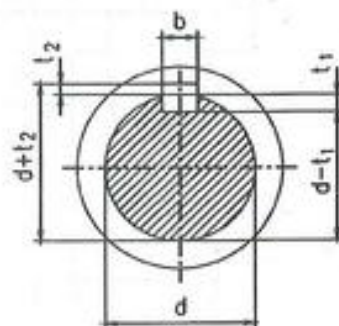
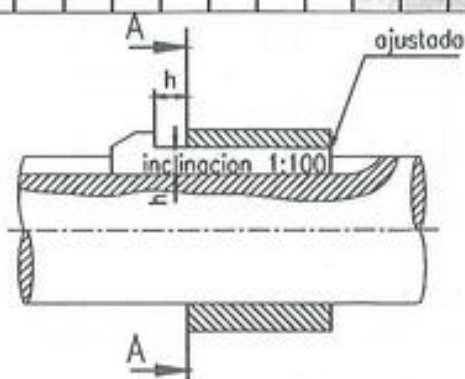
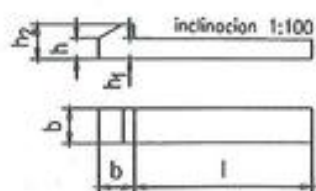
CHAVETAS CON CABEZA

DIN 6887

Designación: Chaveta con cabeza h x b x l

Material St 60-1

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----------------|----------------|--|-----|-----|------|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Anchura chaveta | h | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 25 | 28 | 32 | 36 | 40 | 45 | 50 | 56 | 63 | 70 | 80 | 90 | 100 |
| Altura chaveta | b | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 14 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 25 | 28 | 32 | 36 | 36 | 40 | 45 | 50 |
| Peso estándar | mas. te | 10 | 12 | 17 | 22 | 30 | 38 | 44 | 50 | 58 | 65 | 75 | 85 | 95 | 110 | 130 | 150 | 170 | 200 | 230 | 260 | 290 | 330 | 380 | 440 |
| del eje | hasta | 12 | 17 | 22 | 30 | 38 | 44 | 50 | 58 | 65 | 75 | 85 | 95 | 110 | 130 | 150 | 170 | 200 | 230 | 260 | 290 | 330 | 380 | 440 | 500 |
| Altura | h | 4,1 | 5,1 | 6,1 | 7,2 | 8,2 | 8,2 | 9,2 | 10,2 | 11,2 | 12,2 | 14,2 | 14,2 | 16,2 | 18,3 | 20,4 | 22,4 | 25,4 | 28,4 | 32,5 | 32,5 | 36,5 | 40,5 | 45,6 | 50,6 |
| chaveta | tol. eje | -0,1 | | | -0,2 | | | | | | | | | | | -0,3 | | | | | | | | | |
| Altura cabeza | h ₂ | 7 | 8 | 10 | 11 | 12 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 22 | 25 | 28 | 32 | 36 | 40 | 45 | 50 | 50 | 56 | 63 | 70 | 80 |
| Anchura cabeza | b ₂ | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 25 | 28 | 32 | 36 | 40 | 45 | 50 | 56 | 63 | 70 | 80 | 90 | 100 |
| Profundidad | h ₁ | 2,5 | 3 | 3,5 | 4 | 5 | 5 | 5,5 | 6 | 7 | 7,5 | 9 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 15 | 17 | 20 | 20 | 22 | 25 | 28 | 31 |
| cavado del eje | tol. eje | +0,1 | | | +0,2 | | | | | | | | | | | +0,3 | | | | | | | | | |
| Profundidad | h ₁ | 1,2 | 1,7 | 2,2 | 2,4 | 2,4 | 2,4 | 2,9 | 3,4 | 3,4 | 3,9 | 4,4 | 4,4 | 5,4 | 6,4 | 7,1 | 8,1 | 9,1 | 10,1 | 11,1 | 11,1 | 13,1 | 14,1 | 16,1 | 18,1 |
| cavado eje | tol. eje | +0,1 | | | +0,2 | | | | | | | | | | | +0,3 | | | | | | | | | |
| longitud [l] | tol. eje | LONGITUDES ADMISIBLES PARA CADA SERIE DE DIAMETROS | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 14 | -0,2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 16 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 18 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 22 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 25 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 28 | -0,3 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 32 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 36 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 40 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 45 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 56 | -0,5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 63 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 70 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 80 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 90 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 100 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 110 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 125 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 140 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 160 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 180 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 200 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 220 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 250 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 280 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 320 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 360 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 400 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |



LENGÜETAS REDONDAS DIN 6888

LENGÜETAS REDONDAS DIN 6888

Designación: Lengüeta redonda b x h DIN 6988

| Dimensiones de la lengüeta redonda | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|------------------------------------|------------|--------------|------|------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Sección de la lengüeta | ancho b h9 | altura h h12 | 1 | 1.5 | 2 | 2 | 2.5 | 3 | 3 | 3 | 4 | 4 | 4 | 5 | 5 | 6 | 6 | 6 | 6 | 8 | 8 | 8 | 8 | 10 | 10 |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Para diámetro del eje d | más de | hasta | 1.4 | 2.6 | 2.6 | 3.7 | 3.7 | 3.7 | 5 | 6.5 | 7.5 | 7.5 | 6.5 | 7.5 | 9 | 7.5 | 9 | 10 | 11 | 9 | 11 | 13 | 11 | 13 | 13 |
| | | | 3 | 4 | 6 | 6 | 8 | 8 | 8 | 8 | 10 | 10 | 10 | 10 | 12 | 12 | 12 | 17 | 17 | 17 | 22 | 22 | 22 | 30 | 30 |
| Diámetro d2 | | | 4 | 6 | 8 | 8 | 10 | 10 | 10 | 12 | 12 | 12 | 12 | 17 | 17 | 22 | 22 | 22 | - | 30 | 30 | - | 38 | 38 | |
| | | | 4 | 7 | 7 | 10 | 10 | 10 | 13 | 16 | 19 | 19 | 16 | 19 | 22 | 19 | 22 | 25 | 28 | 22 | 28 | 32 | 28 | 32 | 32 |
| Longitud l | dif.edm | | 0 | 0 | -0.1 | -0.1 | -0.1 | -0.1 | -0.1 | -0.1 | -0.1 | -0.1 | -0.1 | -0.1 | -0.1 | -0.1 | -0.2 | -0.2 | -0.1 | -0.2 | -0.1 | -0.2 | -0.2 | -0.2 | -0.2 |
| | | | 3.62 | 6.76 | 6.76 | 9.66 | 9.66 | 12.65 | 15.72 | 18.57 | 15.72 | 18.57 | 15.72 | 18.57 | 21.63 | 18.57 | 21.63 | 24.49 | 27.35 | 21.63 | 27.35 | 31.43 | 27.35 | 31.43 | 31.43 |

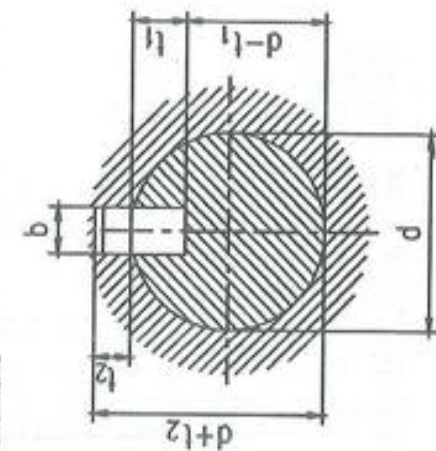
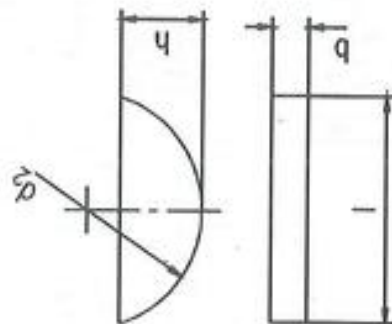
| Dimensiones del chavetero del eje | |
|-----------------------------------|----------------------|
| Ancho b | Asiento fijo P9 | 1 | 1.5 | 2 | 2 | 2.5 | 3 | 3 | 4 | 4 | 4 | 5 | 5 | 6 | 6 | 6 | 6 | 8 | 8 | 10 | 10 | |
| | Asiento ligero N9 | 1 | 1.5 | 2 | 2 | 2.5 | 3 | 3 | 4 | 4 | 4 | 5 | 5 | 6 | 6 | 6 | 6 | 8 | 8 | 10 | 10 | |
| Profundidad t1 | Serie A | 1 | 2 | 1.8 | 2.9 | 2.9 | 2.5 | 3.8 | 5.3 | 5 | 6 | 4.5 | 5.5 | 7 | 5.1 | 6.6 | 7.6 | 8.6 | 6.2 | 8.2 | 10.2 | 7.8 |
| | Serie B | 1 | 2 | 1.8 | 2.9 | 2.9 | 2.8 | 4.1 | 5.6 | 4.1 | 5.6 | 5.4 | 6.4 | 7.9 | 6 | 7.5 | 8.5 | 9.5 | 7.5 | 9.5 | 11.5 | 9.1 |
| Diámetro d2 + 0,5 | Dif. adm. para A y B | +0.1 | +0.1 | +0.1 | +0.1 | +0.1 | +0.1 | +0.1 | +0.1 | +0.1 | +0.1 | +0.1 | +0.1 | +0.2 | +0.1 | +0.1 | +0.2 | +0.2 | +0.2 | +0.2 | +0.2 | +0.2 |
| | | 4 | 7 | 7 | 10 | 10 | 10 | 13 | 16 | 13 | 16 | 16 | 19 | 22 | 19 | 22 | 25 | 28 | 22 | 28 | 32 | 28 |

[illegible]

Material: Acero S# 60

Serie A: Chavetero de cubo alto, a usar preferentemente

Serie B: Chavetero de cubo bajo, a usar para máquinas herramienta

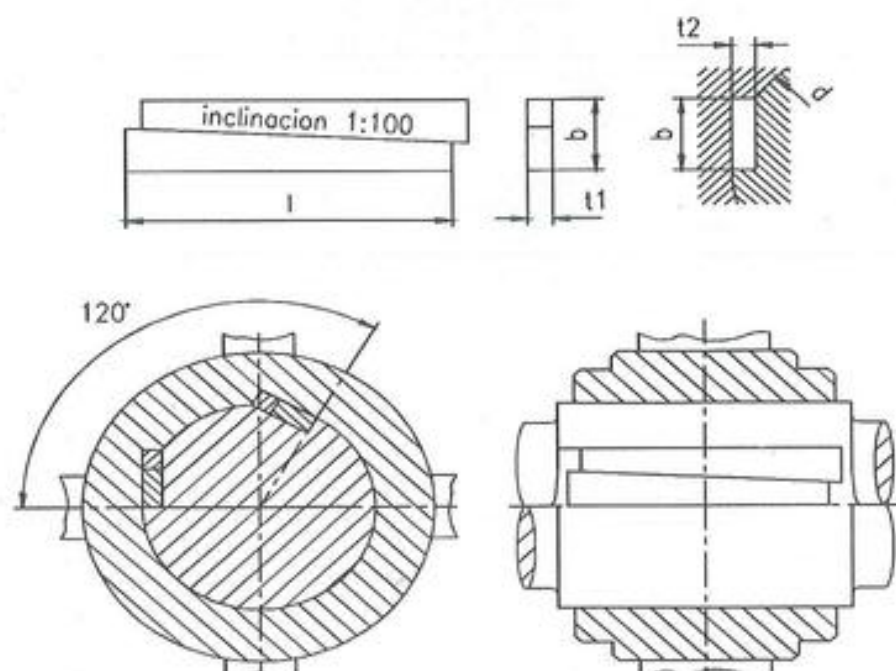


CHAVETAS TANGENCIALES

Chavetas tangenciales DIN 268

Designación: chaveta tangencial b x l DIN 268

| Diámetro
d | Chaveta
t1 | Ranura
t2 | Anchura
b |
|---------------|---------------|--------------|--------------|
| 100 | 10 | 10.3 | 30 |
| 110 | 11 | 11.4 | 33 |
| 120 | 12 | 12.4 | 36 |
| 125 | 12.5 | 12.9 | 37.5 |
| 130 | 13 | 13.4 | 39 |
| 140 | 14 | 14.4 | 42 |
| 150 | 15 | 15.4 | 45 |
| 160 | 16 | 16.4 | 48 |
| 170 | 17 | 17.4 | 51 |
| 180 | 18 | 18.4 | 54 |
| 190 | 19 | 19.4 | 57 |
| 200 | 20 | 20.4 | 60 |
| 220 | 22 | 22.4 | 66 |
| 240 | 24 | 24.4 | 72 |
| 250 | 25 | 25.4 | 75 |
| 260 | 26 | 26.4 | 78 |
| 280 | 28 | 28.4 | 84 |
| 300 | 30 | 30.4 | 90 |
| 320 | 32 | 32.4 | 96 |
| 340 | 34 | 34.4 | 102 |
| 360 | 36 | 36.4 | 108 |
| 380 | 38 | 38.4 | 114 |
| 400 | 40 | 40.4 | 120 |
| 420 | 42 | 42.4 | 126 |
| 440 | 44 | 44.4 | 132 |
| 450 | 45 | 45.4 | 135 |
| 460 | 46 | 46.4 | 138 |
| 480 | 48 | 48.4 | 144 |
| 500 | 50 | 50.5 | 150 |
| 530 | 53 | 53.5 | 159 |
| 560 | 56 | 56.5 | 168 |
| 600 | 60 | 60.5 | 180 |
| 630 | 63 | 63.5 | 189 |

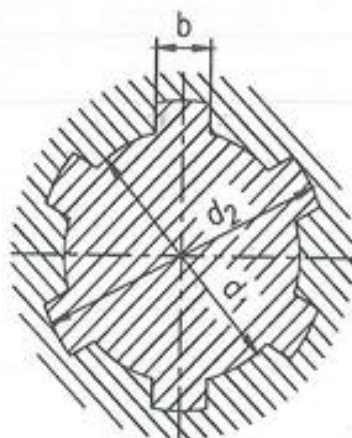


ACOPLAMIENTOS DE EJES NERVADOS CON FLANCOS RECTOS

ACOPLAMIENTOS DE EJES NERVADOS CON FLANCOS RECTOS DIN 5461

Designación: Perfil de cubo nervado A n x d1 x d2 DIN 5452, 5463 ó 5464
 Perfil de eje nervado B n x d1 x d2 DIN 5462, 5463 ó 5464

| Diámetro interior d1 | Serie ligera DIN 5462 | | | Serie media DIN 5463 | | | Serie pesada DIN 5464 | | |
|----------------------|-----------------------|-----|----|----------------------|-----|-----|-----------------------|-----|-----|
| | Número de nervios | d2 | b | Número de nervios | d2 | b | Número de nervios | d2 | b |
| 11 | - | - | - | 6 | 14 | 3 | - | - | - |
| 13 | - | - | - | 6 | 16 | 3.5 | - | - | - |
| 16 | - | - | - | 6 | 20 | 4 | 10 | 20 | 2.5 |
| 18 | - | - | - | 6 | 22 | 5 | 10 | 23 | 3 |
| 21 | - | - | - | 6 | 25 | 5 | 10 | 26 | 3 |
| 23 | 6 | 26 | 6 | 6 | 28 | 6 | 10 | 29 | 4 |
| 26 | 6 | 30 | 6 | 6 | 32 | 6 | 10 | 32 | 4 |
| 28 | 6 | 32 | 7 | 6 | 34 | 7 | 10 | 35 | 4 |
| 32 | 8 | 36 | 6 | 8 | 38 | 6 | 10 | 40 | 5 |
| 36 | 8 | 40 | 7 | 8 | 42 | 7 | 10 | 45 | 5 |
| 42 | 8 | 46 | 8 | 8 | 48 | 8 | 10 | 52 | 6 |
| 46 | 8 | 50 | 9 | 8 | 54 | 9 | 10 | 56 | 7 |
| 52 | 8 | 58 | 10 | 8 | 60 | 10 | 16 | 60 | 5 |
| 56 | 8 | 62 | 10 | 8 | 65 | 10 | 16 | 65 | 5 |
| 62 | 8 | 68 | 12 | 8 | 72 | 12 | 16 | 72 | 6 |
| 72 | 10 | 78 | 12 | 10 | 82 | 12 | 16 | 82 | 7 |
| 82 | 10 | 88 | 12 | 10 | 92 | 12 | 20 | 92 | 6 |
| 92 | 10 | 98 | 14 | 10 | 102 | 14 | 20 | 102 | 7 |
| 102 | 10 | 108 | 16 | 10 | 112 | 16 | 20 | 115 | 8 |
| 112 | 10 | 120 | 18 | 10 | 125 | 18 | 20 | 125 | 9 |



ACOPLAMIENTOS DE EJES NERVADOS CON DENTADO ENTALLADO

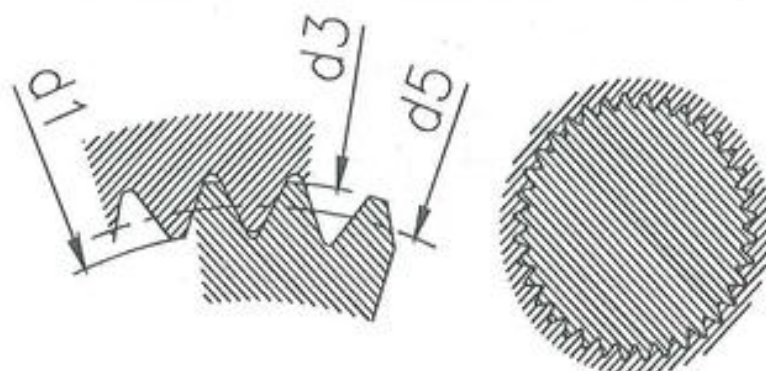
ACOPLAMIENTOS DE EJES NERVADOS CON DENTADO ENTALLADO DIN 5481

Designación:

Perfil de cubo nervado A d1 x d3 DIN 5481

Perfil de eje nervado B d1 x d3 DIN 5481

| Designación
d1 x d3 | Diámetros | | | Número de
dientes |
|------------------------|-----------|------|-------|----------------------|
| | d1 | d3 | d5 | |
| 7x8 | 6.9 | 8.1 | 7.5 | 28 |
| 8x10 | 8.1 | 10.1 | 9 | 28 |
| 10x12 | 10.1 | 12 | 11 | 30 |
| 12x14 | 12 | 14.2 | 13 | 31 |
| 15x17 | 14.9 | 17.2 | 16 | 32 |
| 17x20 | 17.3 | 20 | 18.5 | 33 |
| 21x24 | 20.8 | 23.9 | 22 | 34 |
| 26x30 | 26.5 | 30 | 28 | 35 |
| 30x34 | 30.5 | 34 | 32 | 36 |
| 36x40 | 36 | 39.9 | 38 | 37 |
| 40x44 | 40 | 44 | 42 | 38 |
| 45x50 | 45 | 50 | 47.5 | 39 |
| 50x55 | 50 | 54.9 | 52.5 | 40 |
| 55x60 | 55 | 60 | 57.5 | 42 |
| 60x65 | 60 | 65 | 61.5 | 41 |
| 65x70 | 65 | 70 | 67.5 | 45 |
| 70x75 | 70 | 75 | 72 | 48 |
| 75x80 | 75 | 80 | 76.5 | 51 |
| 80x85 | 80 | 85 | 82.5 | 55 |
| 85x90 | 85 | 90 | 87 | 58 |
| 90x95 | 90 | 95 | 91.5 | 61 |
| 95x100 | 95 | 100 | 97.5 | 65 |
| 100x105 | 100 | 105 | 102 | 68 |
| 105x110 | 105 | 110 | 106.5 | 71 |
| 110x115 | 110 | 115 | 112.5 | 75 |
| 115x120 | 115 | 120 | 117 | 78 |
| 120x125 | 120 | 125 | 121.5 | 81 |



ACOPLAMIENTOS DE EJES NERVADOS CON FLANCOS DE EVOLVENTE

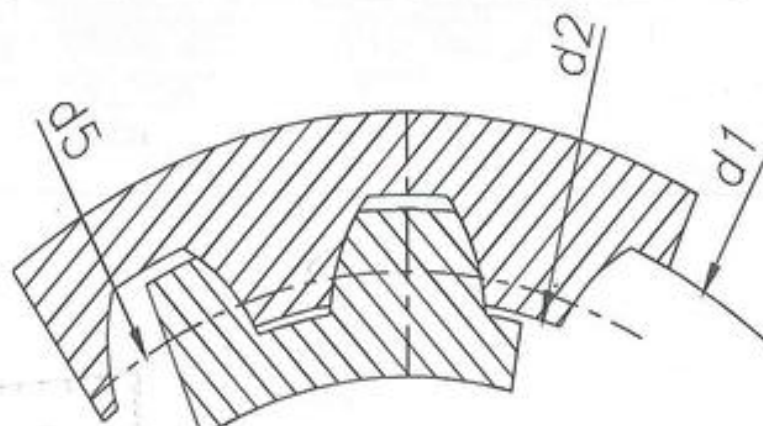
ACOPLAMIENTOS DE EJES NERVADOS CON FLANCOS DE EVOLVENTE DIN 5482

Designación:

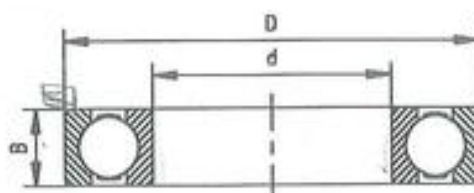
Perfil de cubo nervado A d1 x d2 DIN 5482

Perfil de eje nervado B d1 x d2 DIN 5482

| Designación
d1 x d2 | Diámetros | | | Número de
dientes |
|------------------------|-----------|----|-------|----------------------|
| | d1 | d2 | d5 | |
| 15x12 | 15 | 12 | 12.8 | 8 |
| 17x14 | 17 | 14 | 14.4 | 9 |
| 18x15 | 18 | 15 | 16 | 10 |
| 20x17 | 20 | 17 | 19.2 | 12 |
| 22x19 | 22 | 19 | 20.8 | 13 |
| 25x22 | 25 | 22 | 22.4 | 14 |
| 28x25 | 28 | 25 | 26.25 | 15 |
| 30x27 | 30 | 27 | 28 | 16 |
| 32x28 | 32 | 28 | 29.75 | 17 |
| 35x31 | 35 | 31 | 31.5 | 18 |
| 38x34 | 38 | 34 | 36.1 | 19 |
| 40x36 | 40 | 36 | 38 | 20 |
| 42x38 | 42 | 38 | 39.9 | 21 |
| 45x41 | 45 | 41 | 44 | 22 |
| 48x44 | 48 | 44 | 46 | 23 |
| 50x45 | 50 | 45 | 48 | 24 |
| 52x47 | 52 | 47 | 50 | 25 |
| 55x50 | 55 | 50 | 52 | 26 |
| 58x53 | 58 | 53 | 54 | 27 |
| 60x55 | 60 | 55 | 56 | 28 |
| 62x57 | 62 | 57 | 60.9 | 29 |
| 65x60 | 65 | 60 | 63 | 30 |
| 68x62 | 68 | 62 | 65.1 | 31 |
| 70x64 | 70 | 64 | 67.2 | 32 |
| 72x66 | 72 | 66 | 69.3 | 33 |
| 75x69 | 75 | 69 | 71.4 | 34 |
| 78x72 | 78 | 72 | 73.5 | 35 |
| 80x74 | 80 | 74 | 75.6 | 36 |
| 82x76 | 82 | 76 | 83.25 | 37 |
| 85x79 | 85 | 79 | 85.5 | 38 |
| 88x82 | 88 | 82 | 87.75 | 39 |
| 90x84 | 90 | 84 | 90 | 40 |
| 92x86 | 92 | 86 | 92.25 | 41 |
| 95x89 | 95 | 89 | 94.5 | 42 |
| 98x92 | 98 | 92 | 96.75 | 43 |
| 100x94 | 100 | 94 | 99 | 44 |



RODAMIENTOS RIGIDOS DE BOLAS.
d 3-160 mm

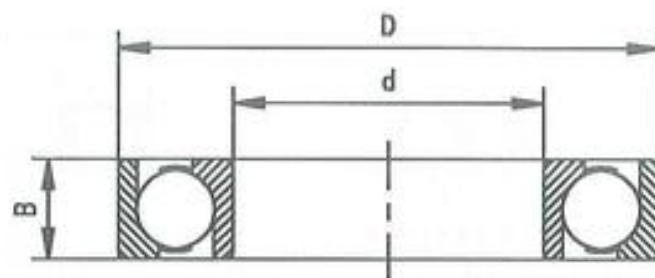


| d | D | B | MODELO |
|----|-----|----|--------|
| 3 | 10 | 4 | 623 |
| 4 | 13 | 5 | 624 |
| | 16 | 5 | 634 |
| 5 | 16 | 5 | 625 |
| | 19 | 6 | 635 |
| 6 | 19 | 6 | 626 |
| 7 | 19 | 6 | 607 |
| | 22 | 7 | 627 |
| 8 | 22 | 7 | 608 |
| 9 | 24 | 7 | 609 |
| | 26 | 8 | 629 |
| 10 | 26 | 8 | 6000 |
| | 30 | 9 | 6200 |
| | 35 | 11 | 6300 |
| 12 | 28 | 8 | 6001 |
| | 32 | 10 | 6201 |
| | 37 | 12 | 6301 |
| 15 | 32 | 9 | 6002 |
| | 35 | 11 | 6202 |
| | 42 | 13 | 6302 |
| 17 | 35 | 10 | 6003 |
| | 40 | 12 | 6203 |
| | 47 | 14 | 6303 |
| | 62 | 17 | 6403 |
| 20 | 42 | 12 | 6004 |
| | 47 | 14 | 6204 |
| | 52 | 15 | 6304 |
| | 72 | 19 | 6404 |
| 25 | 47 | 12 | 6005 |
| | 52 | 15 | 6205 |
| | 62 | 17 | 6305 |
| | 80 | 21 | 6405 |
| 30 | 55 | 13 | 6006 |
| | 62 | 16 | 6206 |
| | 72 | 19 | 6306 |
| | 90 | 23 | 6406 |
| 35 | 62 | 14 | 6007 |
| | 72 | 17 | 6207 |
| | 80 | 21 | 6307 |
| | 100 | 25 | 6407 |

| d | D | B | MODELO |
|----|-----|----|--------|
| 40 | 68 | 15 | 6008 |
| | 80 | 18 | 6208 |
| | 90 | 23 | 6308 |
| | 110 | 27 | 6408 |
| 50 | 80 | 16 | 6010 |
| | 60 | 20 | 6210 |
| | 110 | 27 | 6310 |
| | 130 | 31 | 6410 |
| 55 | 90 | 18 | 6011 |
| | 100 | 21 | 6211 |
| | 120 | 29 | 6311 |
| | 140 | 33 | 6411 |
| 60 | 95 | 18 | 6012 |
| | 110 | 22 | 6212 |
| | 130 | 31 | 6312 |
| | 150 | 35 | 6412 |
| 65 | 100 | 18 | 6013 |
| | 120 | 23 | 6213 |
| | 140 | 33 | 6313 |
| | 160 | 37 | 6413 |
| 70 | 110 | 20 | 6014 |
| | 125 | 24 | 6214 |
| | 150 | 35 | 6314 |
| | 180 | 42 | 6414 |
| 75 | 115 | 20 | 6015 |
| | 130 | 25 | 6215 |
| | 160 | 37 | 6315 |
| | 190 | 45 | 6415 |
| 80 | 125 | 22 | 6016 |
| | 140 | 26 | 6216 |
| | 170 | 39 | 6316 |
| | 200 | 48 | 6416 |
| 85 | 130 | 22 | 6017 |
| | 150 | 28 | 6217 |
| | 180 | 41 | 6317 |
| | 210 | 52 | 6417 |
| 90 | 140 | 24 | 6018 |
| | 160 | 30 | 6218 |
| | 190 | 43 | 6318 |
| | 225 | 54 | 6418 |

| d | D | B | MODELO |
|-----|-----|----|--------|
| 95 | 145 | 24 | 6019 |
| | 170 | 32 | 6219 |
| | 200 | 45 | 6319 |
| 100 | 150 | 24 | 6020 |
| | 180 | 34 | 6220 |
| | 215 | 47 | 6320 |
| 105 | 160 | 26 | 6021 |
| | 190 | 36 | 6221 |
| | 225 | 49 | 6321 |
| 110 | 170 | 28 | 6022 |
| | 200 | 38 | 6222 |
| | 240 | 50 | 6322 |
| 120 | 180 | 28 | 6024 |
| | 215 | 40 | 6224 |
| | 260 | 55 | 6324 |
| 130 | 230 | 40 | 6226 |
| | 280 | 58 | 6326 |
| 140 | 250 | 42 | 6228 |
| | 300 | 62 | 6328 |
| 150 | 270 | 45 | 6230 |
| | 320 | 62 | 6330 |
| 160 | 290 | 48 | 6232 |

RODAMIENTOS DE BOLAS DE CONTACTO ANGULAR DE UNA HILERA DE BOLAS.
d 10 - 120 mm.

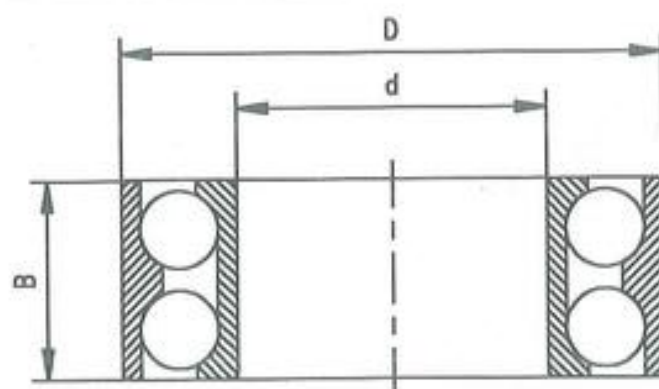


| d | D | B | MODELO |
|----|-----|----|--------|
| 10 | 30 | 9 | 7200 B |
| 12 | 32 | 10 | 7201 B |
| 15 | 35 | 11 | 7202 B |
| | 42 | 13 | 7302 B |
| 17 | 40 | 12 | 7203 B |
| | 47 | 14 | 7303 B |
| 20 | 47 | 14 | 7204 B |
| | 52 | 15 | 7304 B |
| 25 | 52 | 15 | 7205 B |
| | 62 | 17 | 7305 B |
| 30 | 62 | 16 | 7206 B |
| | 72 | 19 | 7306 B |
| 35 | 72 | 17 | 7207 B |
| | 80 | 21 | 7307 B |
| 40 | 80 | 18 | 7208 B |
| | 90 | 23 | 7308 B |
| 45 | 85 | 10 | 7209 B |
| | 100 | 25 | 7309 B |
| 50 | 90 | 20 | 7210 B |
| | 110 | 27 | 7310 B |
| 55 | 100 | 21 | 7211 B |
| | 120 | 29 | 7311 B |

| d | D | B | MODELO |
|-----|-----|----|--------|
| 60 | 110 | 22 | 7212 B |
| | 130 | 31 | 7312 B |
| 65 | 120 | 23 | 7213 B |
| | 140 | 33 | 7313 B |
| 70 | 125 | 24 | 7214 B |
| | 150 | 35 | 7314 B |
| 75 | 130 | 25 | 7215 B |
| | 160 | 37 | 7315 B |
| 80 | 140 | 26 | 7216 B |
| | 170 | 39 | 7316 B |
| 85 | 150 | 28 | 7217 B |
| | 180 | 41 | 7317 B |
| 90 | 160 | 30 | 7218 B |
| | 190 | 43 | 7318 B |
| 95 | 170 | 32 | 7219 B |
| | 200 | 45 | 7319 B |
| 100 | 180 | 34 | 7220 B |
| | 215 | 47 | 7320 B |
| 105 | 225 | 49 | 7321 B |
| 110 | 200 | 38 | 7222 B |
| | 240 | 50 | 7322 B |
| 120 | 215 | 40 | 7224 B |
| | 260 | 55 | 7324 B |

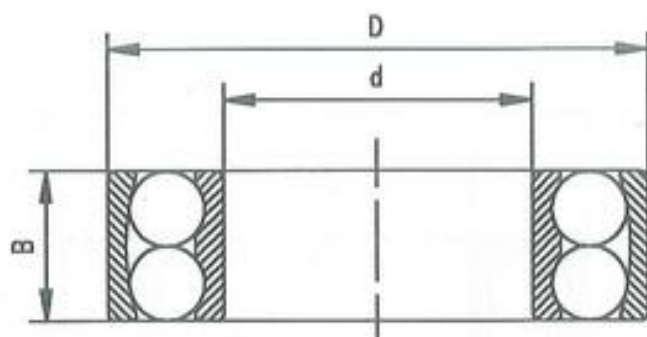
RODAMIENTOS DE DOS HILERAS DE BOLAS CON CONTACTO ANGULAR.

d 10 - 100 mm



| d | D | B | MODELO |
|----|-----|------|--------|
| 10 | 30 | 14 | 3200 |
| 12 | 32 | 15.9 | 3201 |
| 15 | 35 | 15.9 | 3202 |
| | 42 | 19 | 3302 |
| 17 | 40 | 17.5 | 3203 |
| | 47 | 22.2 | 3303 |
| 20 | 47 | 20.6 | 3204 |
| | 52 | 22.2 | 3304 |
| 25 | 52 | 20.6 | 3205 |
| | 62 | 25.4 | 3305 |
| 30 | 62 | 23.8 | 3206 |
| | 72 | 30.5 | 3306 |
| 35 | 72 | 27 | 3207 |
| | 80 | 34.9 | 3307 |
| 40 | 80 | 30.2 | 3208 |
| | 90 | 36.5 | 3308 |
| 45 | 85 | 30.2 | 3209 |
| | 100 | 39.7 | 3309 |
| 50 | 90 | 30.2 | 3210 |
| | 110 | 44.4 | 3310 |

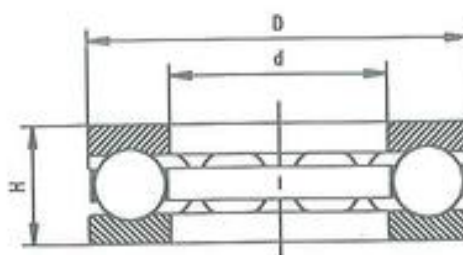
| d | D | B | MODELO |
|-----|-----|------|--------|
| 55 | 100 | 33.3 | 3211 |
| | 120 | 49.2 | 3311 |
| 60 | 110 | 36.5 | 3212 |
| | 130 | 54 | 3312 |
| 65 | 120 | 38.1 | 3213 |
| | 140 | 58.7 | 3313 |
| 70 | 125 | 39.7 | 3214 |
| | 150 | 63.5 | 3314 |
| 75 | 130 | 41.3 | 3215 |
| | 160 | 68.3 | 3315 |
| 80 | 140 | 44.4 | 3216 |
| | 170 | 68.3 | 3316 |
| 85 | 150 | 49.2 | 3217 |
| | 180 | 73 | 3317 |
| 90 | 160 | 52.4 | 3218 |
| | 190 | 73 | 3318 |
| 95 | 170 | 55.6 | 3219 |
| | 200 | 78 | 3319 |
| 100 | 180 | 60.3 | 3220 |
| | 215 | 82.6 | 3320 |



| d | D | B | MODELO | |
|----|-----|----|--------------------|----------------|
| | | | Agujero cilíndrico | Agujero cónico |
| 10 | 30 | 9 | 1200 | - |
| | 30 | 14 | 2200 | - |
| 12 | 32 | 10 | 1201 | - |
| | 32 | 14 | 2201 | - |
| | 37 | 17 | 2301 | - |
| 15 | 35 | 11 | 1202 | - |
| | 35 | 14 | 2202 | - |
| | 42 | 13 | 1302 | - |
| | 42 | 17 | 2302 | - |
| 17 | 40 | 12 | 1203 | - |
| | 40 | 16 | 2303 | - |
| | 47 | 14 | 1303 | - |
| | 47 | 19 | 2303 | - |
| 20 | 47 | 14 | 1204 | - |
| | 47 | 18 | 2204 | - |
| | 52 | 15 | 1304 | - |
| | 52 | 21 | 2304 | - |
| 25 | 52 | 15 | 1205 | 1205 k |
| | 52 | 18 | 2205 | 2205 k |
| | 62 | 17 | 1305 | 1305 k |
| | 62 | 24 | 2305 | - |
| 30 | 62 | 16 | 1206 | 1206 k |
| | 62 | 20 | 2206 | 2206 k |
| | 72 | 19 | 1306 | 1306 k |
| | 72 | 27 | 2306 | 2306 k |
| 35 | 72 | 17 | 1207 | 1207 k |
| | 72 | 23 | 2207 | 2207 k |
| | 80 | 21 | 1307 | 1307 k |
| | 80 | 31 | 2307 | 2307 k |
| 40 | 80 | 16 | 1208 | 1208 k |
| | 80 | 23 | 2208 | 2208 k |
| | 90 | 23 | 1308 | 1308 k |
| | 90 | 33 | 2308 | 2308 k |
| 45 | 85 | 19 | 1209 | 1209 k |
| | 85 | 23 | 2209 | 2209 k |
| | 100 | 25 | 1309 | 1309 k |
| | 100 | 36 | 2309 | 2309 k |

| d | D | B | MODELO | |
|----|-----|----|--------------------|----------------|
| | | | Agujero cilíndrico | Agujero cónico |
| 50 | 90 | 20 | 1210 | 1210 k |
| | 90 | 23 | 2210 | 2210 k |
| | 110 | 27 | 1310 | 1310 k |
| 55 | 100 | 21 | 1211 | 1211 k |
| | 100 | 25 | 2211 | 2211 k |
| | 120 | 29 | 1311 | 1311 k |
| | 120 | 43 | 2311 | 2311 k |
| 60 | 110 | 22 | 1212 | 1212 k |
| | 110 | 28 | 2212 | 2212 k |
| | 130 | 31 | 1312 | 1312 k |
| | 130 | 46 | 2312 | 2312 k |
| 65 | 120 | 23 | 1213 | 1213 k |
| | 120 | 31 | 2213 | 2213 k |
| | 140 | 33 | 1313 | 1313 k |
| | 140 | 48 | 2313 | 2313 k |
| 70 | 125 | 24 | 1214 | - |
| | 125 | 31 | 2214 | - |
| | 150 | 35 | 1314 | - |
| | 150 | 51 | 2314 | - |
| 75 | 130 | 25 | 1215 | 1215 k |
| | 130 | 31 | 2215 | 2215 k |
| | 160 | 37 | 1315 | 1315 k |
| | 160 | 55 | 2315 | 2315 k |
| 80 | 140 | 26 | 1216 | 1216 k |
| | 140 | 33 | 2216 | 2216 k |
| | 170 | 39 | 1316 | 1316 k |
| | 170 | 58 | 2316 | 2316 k |
| 85 | 150 | 28 | 1217 | 1217 k |
| | 150 | 36 | 2217 | 2217 k |
| | 180 | 41 | 1317 | 1317 k |
| | 180 | 60 | 2317 | 2317 k |
| 90 | 160 | 30 | 1218 | 1218 k |
| | 160 | 40 | 2218 | 2218 k |
| | 190 | 43 | 1318 | 1318 k |
| | 190 | 64 | 2318 | 2318 k |

RODAMIENTOS AXIALES DE BOLAS DE SIMPLE EFECTO.
d 10 - 320 mm



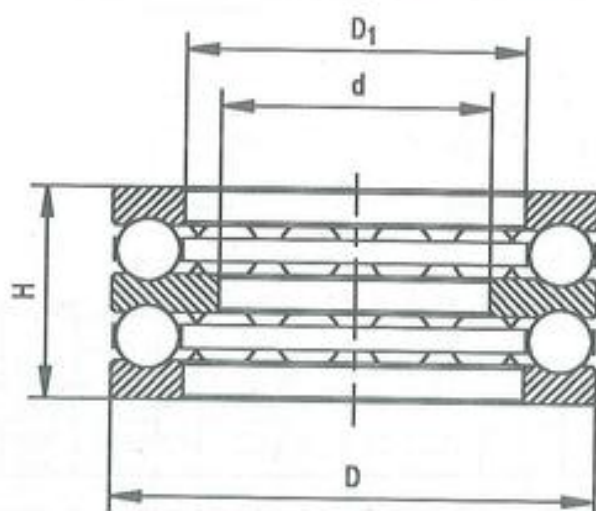
| d | D | H | MODELO |
|----|-----|----|---------|
| 10 | 24 | 9 | 51100 |
| | 26 | 11 | 51200 |
| 12 | 26 | 9 | 51101 |
| | 28 | 11 | 51201 |
| 15 | 28 | 9 | 51102 |
| | 32 | 12 | 51202 |
| 17 | 30 | 9 | 51103 |
| | 35 | 12 | 51203 |
| 20 | 35 | 10 | 51104 |
| | 40 | 11 | 51204 |
| 25 | 42 | 11 | 51105 |
| | 47 | 15 | 51205 |
| | 52 | 18 | 51305 |
| | 60 | 24 | 51405 |
| 30 | 47 | 11 | 51106 |
| | 52 | 16 | 51206 X |
| | 60 | 21 | 51306 |
| | 70 | 28 | 51406 |
| 35 | 52 | 12 | 51107 X |
| | 62 | 18 | 51207 |
| | 68 | 24 | 51307 |
| | 80 | 32 | 51407 |
| 40 | 60 | 13 | 51108 |
| | 68 | 19 | 51208 |
| | 78 | 26 | 51308 |
| | 90 | 36 | 51408 |
| 45 | 65 | 14 | 51109 |
| | 73 | 20 | 51209 |
| | 85 | 28 | 51309 |
| | 100 | 39 | 51409 |
| 50 | 70 | 14 | 51110 |
| | 78 | 22 | 51210 |
| | 95 | 31 | 51310 |
| | 110 | 43 | 51410 |
| 55 | 78 | 16 | 51111 |
| | 90 | 25 | 51211 |
| | 105 | 35 | 51311 |
| | 120 | 48 | 51411 |

| d | D | H | MODELO |
|-----|-----|----|--------|
| 60 | 85 | 17 | 51112 |
| | 95 | 26 | 51212 |
| | 110 | 35 | 51312 |
| | 130 | 51 | 51412 |
| 65 | 90 | 18 | 51113 |
| | 100 | 27 | 51213 |
| | 115 | 36 | 51313 |
| | 140 | 56 | 51413 |
| 70 | 95 | 18 | 51114 |
| | 105 | 27 | 51214 |
| | 125 | 40 | 51314 |
| | 150 | 60 | 51414 |
| 75 | 100 | 19 | 51115 |
| | 110 | 27 | 51215 |
| | 135 | 44 | 51315 |
| | 160 | 65 | 51415 |
| 80 | 105 | 19 | 51116 |
| | 115 | 28 | 51216 |
| | 140 | 44 | 51316 |
| | 170 | 68 | 51416 |
| 85 | 110 | 19 | 51117 |
| | 125 | 31 | 51217 |
| | 150 | 49 | 51317 |
| | 180 | 72 | 51417 |
| 90 | 120 | 22 | 51118 |
| | 135 | 35 | 51218 |
| | 155 | 50 | 51318 |
| | 190 | 77 | 51418 |
| 100 | 135 | 25 | 51120 |
| | 150 | 38 | 51220 |
| | 170 | 55 | 51320 |
| | 210 | 85 | 51420 |
| 110 | 145 | 25 | 51122 |
| | 160 | 38 | 51222 |
| | 190 | 63 | 51322 |
| 120 | 155 | 25 | 51124 |
| | 170 | 39 | 51224 |
| | 210 | 70 | 51324 |

| d | D | H | MODELO |
|-----|-----|----|--------|
| 130 | 170 | 30 | 51126 |
| | 190 | 45 | 51226 |
| | 225 | 75 | 51326 |
| 140 | 180 | 31 | 51128 |
| | 200 | 46 | 51228 |
| | 240 | 80 | 51328 |
| 150 | 190 | 31 | 51130 |
| | 215 | 50 | 51230 |
| | 250 | 80 | 51330 |
| 160 | 200 | 31 | 51132 |
| | 225 | 51 | 51232 |
| | 270 | 87 | 51332 |
| 170 | 215 | 34 | 51134 |
| | 240 | 55 | 51234 |
| | 280 | 87 | 51334 |
| 180 | 225 | 34 | 51136 |
| | 250 | 56 | 51236 |
| | 300 | 95 | 51336 |
| 190 | 240 | 37 | 51138 |
| | 270 | 62 | 51238 |
| 200 | 250 | 37 | 51140 |
| | 280 | 62 | 51240 |
| 220 | 270 | 37 | 51144 |
| | 300 | 63 | 51244 |
| 240 | 300 | 45 | 51148 |
| | 340 | 48 | 51248 |
| 260 | 320 | 45 | 51152 |
| | 360 | 79 | 51252 |
| 280 | 350 | 53 | 51156 |
| | 380 | 80 | 51256 |
| 300 | 380 | 62 | 51160 |
| | 420 | 95 | 51260 |
| 320 | 400 | 63 | 51164 |
| | 440 | 95 | 51264 |

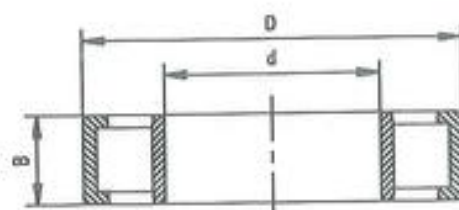
RODAMIENTOS AXIALES DE BOLAS DE DOBLE EFECTO.

d 20 - 85 mm

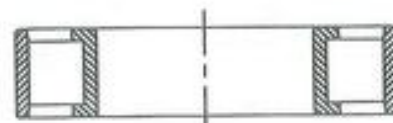


| d | D | D1 | H | MODELO |
|----|-----|----|----|---------|
| 20 | 47 | 27 | 28 | 52205 |
| | 52 | 27 | 34 | 52305 |
| | 70 | 32 | 52 | 52406 |
| 25 | 52 | 32 | 29 | 52206 x |
| | 60 | 32 | 38 | 52306 |
| | 80 | 37 | 59 | 52407 |
| 30 | 62 | 37 | 34 | 52207 |
| | 68 | 42 | 36 | 52208 |
| | 68 | 37 | 44 | 52307 |
| | 78 | 42 | 49 | 52308 |
| | 90 | 42 | 65 | 52408 |
| 35 | 73 | 47 | 37 | 52209 |
| | 85 | 47 | 52 | 52309 |
| | 100 | 47 | 72 | 52409 |
| 40 | 78 | 52 | 39 | 52210 |
| | 95 | 52 | 58 | 52310 |
| | 110 | 82 | 78 | 52410 |

| d | D | D1 | H | MODELO |
|----|-----|-----|----|--------|
| 45 | 90 | 57 | 45 | 52211 |
| | 105 | 57 | 64 | 52311 |
| | 120 | 57 | 87 | 52411 |
| 50 | 95 | 62 | 46 | 52212 |
| | 110 | 62 | 64 | 52314 |
| | 130 | 62 | 93 | 52412 |
| 55 | 100 | 67 | 47 | 52213 |
| | 115 | 67 | 65 | 52313 |
| | 125 | 72 | 72 | 52314 |
| 60 | 110 | 77 | 47 | 52215 |
| | 135 | 77 | 79 | 52315 |
| 65 | 115 | 82 | 48 | 52216 |
| | 140 | 82 | 79 | 52316 |
| 70 | 125 | 88 | 55 | 52317 |
| | 150 | 88 | 87 | 52317 |
| 75 | 135 | 93 | 62 | 52218 |
| 85 | 150 | 103 | 67 | 52220 |
| | 170 | 103 | 97 | 52320 |



TIPO NU

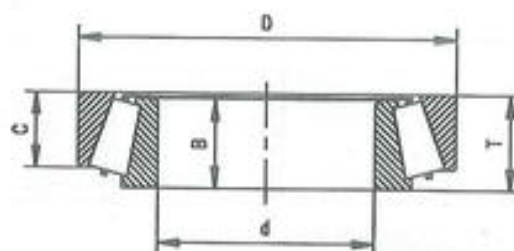


TIPO N

| d | D | B | MODELO | |
|----|-----|----|---------|--------|
| | | | TIPO NU | TIPO N |
| 15 | 35 | 11 | NU 202 | - |
| 17 | 40 | 12 | NU 203 | - |
| | 40 | 16 | NU 2203 | - |
| | 47 | 14 | NU 303 | N 303 |
| 20 | 47 | 14 | NU 204 | N 204 |
| | 47 | 18 | NU 2204 | - |
| | 52 | 15 | NU 304 | - |
| 25 | 52 | 15 | NU 205 | N 205 |
| | 52 | 18 | NU 2205 | - |
| | 62 | 17 | NU 305 | N 305 |
| | 62 | 24 | N2305 | - |
| 30 | 62 | 16 | NU 206 | N 206 |
| | 62 | 20 | NU 2206 | - |
| | 72 | 19 | NU 306 | N 306 |
| | 72 | 27 | NU 2306 | - |
| 35 | 72 | 17 | NU 207 | N 207 |
| | 72 | 23 | NU 2207 | - |
| | 80 | 21 | NU 307 | N 307 |
| | 80 | 31 | NU 2307 | - |
| 40 | 80 | 18 | NU 208 | N 208 |
| | 80 | 23 | NU 2208 | - |
| | 90 | 23 | NU 308 | N 308 |
| | 90 | 33 | NU 2308 | - |
| 45 | 85 | 19 | NU 209 | N 209 |
| | 85 | 23 | NU 2209 | - |
| | 100 | 25 | NU 309 | N 309 |
| | 100 | 36 | NU 2309 | - |
| 50 | 90 | 20 | NU 210 | N 210 |
| | 90 | 23 | NU 2210 | - |
| | 110 | 27 | NU 310 | N 310 |
| | 110 | 40 | NU 2310 | - |
| 55 | 100 | 21 | NU 211 | N 211 |
| | 100 | 25 | NU 2311 | - |
| | 120 | 29 | NU 311 | N 311 |
| | 120 | 43 | NU 2311 | - |
| 60 | 110 | 22 | NU 212 | N 212 |
| | 110 | 28 | NU 2212 | - |
| | 130 | 31 | NU312 | N 312 |
| | 130 | 46 | NU 2312 | - |

| d | D | B | MODELO | |
|-----|-----|----|---------|--------|
| | | | TIPO NU | TIPO N |
| 65 | 120 | 23 | NU 213 | N 213 |
| | 120 | 31 | NU 2213 | - |
| | 140 | 33 | NU 313 | N 313 |
| | 140 | 48 | NU 2313 | - |
| 70 | 125 | 24 | NU 214 | N 214 |
| | 125 | 31 | NU 2214 | - |
| | 150 | 35 | NU 314 | N 314 |
| | 150 | 51 | NU 2314 | - |
| 75 | 130 | 25 | NU 215 | N 215 |
| | 130 | 31 | NU 2215 | - |
| | 160 | 37 | NU 315 | N 315 |
| | 160 | 55 | NU 2315 | - |
| 80 | 140 | 26 | NU 216 | N 216 |
| | 140 | 33 | NU 2216 | - |
| | 170 | 39 | NU 316 | N 316 |
| | 170 | 58 | NU 2316 | - |
| 85 | 150 | 28 | NU 217 | N 217 |
| | 150 | 36 | NU 2217 | - |
| | 180 | 41 | NU 317 | N 317 |
| | 180 | 60 | N 2317 | - |
| 90 | 160 | 30 | NU 218 | N 218 |
| | 160 | 40 | NU 2218 | - |
| | 190 | 43 | NU 318 | N 318 |
| | 190 | 64 | NU 2318 | - |
| 95 | 170 | 32 | NU 219 | N 219 |
| | 170 | 43 | NU 2219 | - |
| | 200 | 45 | NU 319 | N 319 |
| | 200 | 67 | NU 2319 | - |
| 100 | 180 | 34 | NU 220 | N 220 |
| | 180 | 46 | NU 2220 | - |
| | 215 | 47 | NU 320 | N 320 |
| | 215 | 73 | NU 2320 | - |
| 110 | 200 | 38 | NU 222 | N 222 |
| | 200 | 53 | NU 2222 | - |
| | 240 | 50 | MU 322 | N 322 |
| 120 | 215 | 40 | NU 224 | N 224 |
| | 215 | 58 | NU 224 | - |
| | 260 | 55 | NU 324 | N 324 |

RODAMIENTOS DE RODILLOS CONICOS. d 15 - 240 mm.

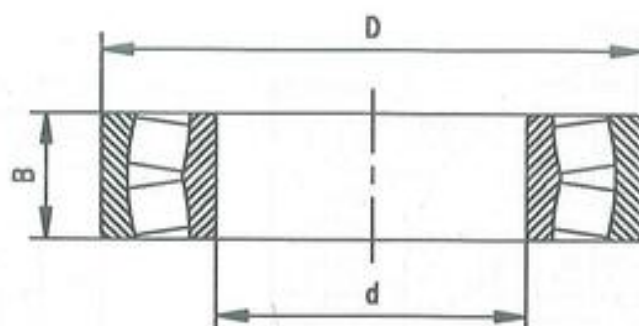


| d | D | B | C | T | MODELO |
|----|-----|----|------|-------|---------|
| 15 | 42 | 13 | 11 | 14.25 | 30302 |
| 17 | 40 | 12 | 11 | 13.25 | 30203 |
| | 47 | 14 | 12 | 45.25 | 30303 |
| | 47 | 19 | 16 | 20.25 | 32303 |
| 20 | 42 | 15 | 12 | 15 | 32004 X |
| | 47 | 14 | 12 | 15.25 | 30204 |
| | 52 | 15 | 13 | 16.25 | 30304 |
| | 52 | 21 | 18 | 22.25 | 32304 |
| 25 | 47 | 15 | 11.5 | 15 | 32005 X |
| | 52 | 15 | 13 | 16.25 | 30205 |
| | 62 | 17 | 15 | 18.25 | 30305 |
| | 62 | 17 | 13 | 18.25 | 31305 |
| | 62 | 24 | 20 | 25.25 | 32305 |
| 30 | 55 | 17 | 13 | 17 | 32006 X |
| | 62 | 16 | 14 | 17.25 | 30206 |
| | 62 | 20 | 17 | 21.25 | 32206 |
| | 72 | 19 | 16 | 20.75 | 30306 |
| | 72 | 19 | 14 | 20.75 | 31306 |
| | 72 | 27 | 23 | 28.75 | 32306 |
| 35 | 62 | 18 | 14 | 18 | 32007 X |
| | 72 | 17 | 15 | 18.25 | 30207 |
| | 72 | 23 | 19 | 24.25 | 32207 |
| | 80 | 21 | 18 | 22.75 | 30307 |
| | 80 | 21 | 15 | 22.75 | 31307 |
| | 80 | 31 | 25 | 32.75 | 32307 |
| 40 | 68 | 19 | 14.5 | 19 | 32008 X |
| | 80 | 18 | 16 | 19.75 | 30208 |
| | 80 | 23 | 19 | 24.75 | 32208 |
| | 90 | 23 | 20 | 25.25 | 30308 |
| | 90 | 23 | 17 | 25.25 | 31308 |
| | 90 | 33 | 27 | 35.25 | 32308 |
| 45 | 75 | 20 | 15.2 | 50 | 30009 X |
| | 85 | 19 | 16 | 20.75 | 30209 |
| | 85 | 23 | 19 | 24.75 | 32209 |
| | 100 | 25 | 22 | 27.25 | 30309 |
| | 100 | 25 | 18 | 27.25 | 31309 |
| | 100 | 36 | 30 | 38.25 | 32309 |

| d | D | B | C | T | MODELO |
|----|-----|----|------|-------|---------|
| 50 | 80 | 20 | 15.2 | 20 | 32010 X |
| | 90 | 20 | 17 | 21.75 | 30210 |
| | 90 | 23 | 19 | 24.75 | 32210 |
| | 110 | 27 | 23 | 29.25 | 30310 |
| | 110 | 27 | 19 | 29.25 | 31310 |
| | 110 | 40 | 33 | 42.25 | 32310 |
| 55 | 90 | 23 | 17.5 | 23 | 32011 X |
| | 100 | 21 | 18 | 22.75 | 30211 |
| | 100 | 25 | 21 | 26.75 | 32211 |
| | 120 | 29 | 25 | 31.5 | 30311 |
| | 120 | 29 | 21 | 31.5 | 31311 |
| | 120 | 43 | 35 | 45.5 | 32311 |
| 60 | 95 | 23 | 17.5 | 23 | 32012 X |
| | 110 | 22 | 19 | 23.75 | 30212 |
| | 110 | 28 | 24 | 29.75 | 32212 |
| | 130 | 31 | 26 | 33.5 | 30312 |
| | 130 | 31 | 22 | 33.5 | 31312 |
| | 130 | 46 | 37 | 48.5 | 32312 |
| 65 | 100 | 23 | 17.5 | 23 | 32013 X |
| | 120 | 23 | 20 | 24.75 | 30213 |
| | 120 | 31 | 27 | 32.75 | 32213 |
| | 140 | 33 | 28 | 36 | 30313 |
| | 140 | 33 | 23 | 36 | 31313 |
| | 140 | 48 | 39 | 51 | 32313 |
| 70 | 110 | 25 | 19 | 25 | 32014 X |
| | 125 | 24 | 21 | 26.25 | 30214 |
| | 125 | 31 | 27 | 33.25 | 32214 |
| | 150 | 35 | 30 | 38 | 30314 |
| | 150 | 35 | 25 | 38 | 31314 |
| | 150 | 51 | 42 | 54 | 32314 |
| 75 | 115 | 25 | 19 | 25 | 32015 X |
| | 130 | 25 | 22 | 27.25 | 30215 |
| | 130 | 31 | 27 | 33.25 | 32215 |
| | 160 | 37 | 31 | 40 | 30315 |
| | 160 | 37 | 26 | 40 | 31315 |
| | 160 | 55 | 45 | 58 | 32315 |

| d | D | B | C | T | MODELO |
|-----|-----|----|----|-------|---------|
| 80 | 125 | 29 | 22 | 29 | 32016 X |
| | 140 | 26 | 22 | 28.25 | 30216 |
| | 140 | 33 | 28 | 35.25 | 32216 |
| | 170 | 39 | 33 | 42.5 | 30316 |
| | 170 | 39 | 27 | 42.5 | 31316 |
| | 170 | 58 | 48 | 61.5 | 32316 |
| 85 | 130 | 29 | 22 | 29 | 32017 X |
| | 150 | 28 | 24 | 30.5 | 30217 |
| | 150 | 36 | 30 | 38.5 | 32217 |
| | 180 | 41 | 34 | 44.5 | 30317 |
| | 180 | 41 | 28 | 44.5 | 31317 |
| | 180 | 60 | 49 | 63.5 | 32317 |
| 90 | 140 | 32 | 24 | 32 | 32018 X |
| | 160 | 30 | 26 | 32.5 | 30218 |
| | 160 | 40 | 34 | 42.5 | 32218 |
| | 190 | 43 | 36 | 46.5 | 30318 |
| | 190 | 3 | 30 | 46.5 | 31318 |
| | 190 | 64 | 53 | 67.5 | 32318 |
| 95 | 145 | 32 | 24 | 32 | 32019 X |
| | 170 | 32 | 27 | 34.5 | 30219 |
| | 170 | 43 | 37 | 45.5 | 32219 |
| | 200 | 45 | 38 | 49.5 | 30319 |
| | 200 | 67 | 55 | 71.5 | 32319 |
| 100 | 150 | 32 | 24 | 32 | 32020 X |
| | 180 | 34 | 29 | 37 | 30220 |
| | 180 | 46 | 39 | 49 | 32220 |
| | 215 | 47 | 39 | 51.5 | 30320 |
| | 215 | 73 | 60 | 77.5 | 32320 |
| 105 | 160 | 35 | 26 | 35 | 32021 X |
| | 190 | 36 | 30 | 39 | 30221 |
| | 190 | 50 | 43 | 53 | 32221 |
| | 225 | 77 | 63 | 81.5 | 32321 |

| d | D | B | C | T | MODELO |
|-----|-----|----|----|-------|---------|
| 110 | 170 | 38 | 29 | 38 | 32022 X |
| | 200 | 38 | 32 | 41 | 30222 |
| | 200 | 53 | 46 | 56 | 32222 |
| | 240 | 80 | 65 | 84.5 | 32322 |
| 120 | 180 | 38 | 29 | 38 | 32024 X |
| | 215 | 40 | 34 | 43.5 | 30224 |
| | 215 | 58 | 50 | 61.5 | 32224 |
| | 260 | 86 | 69 | 90.5 | 32324 |
| 130 | 200 | 45 | 34 | 45 | 32026 X |
| | 230 | 40 | 34 | 43.75 | 30226 |
| | 230 | 64 | 54 | 67.75 | 32226 |
| 140 | 210 | 45 | 34 | 45 | 32028 X |
| | 250 | 45 | 36 | 45.75 | 30228 |
| | 250 | 68 | 58 | 71.75 | 32228 |
| 150 | 225 | 48 | 36 | 48 | 32030 X |
| | 270 | 45 | 38 | 49 | 30230 |
| | 270 | 73 | 60 | 77 | 32230 |
| 160 | 240 | 51 | 38 | 51 | 32032 X |
| | 290 | 48 | 40 | 52 | 30232 |
| | 290 | 80 | 67 | 84 | 32232 |
| 170 | 260 | 57 | 43 | 57 | 32034 X |
| | 310 | 52 | 43 | 57 | 30234 |
| 180 | 280 | 64 | 48 | 64 | 32036 X |
| | 320 | 52 | 43 | 57 | 30236 |
| 190 | 290 | 64 | 48 | 64 | 62038 X |
| 200 | 310 | 70 | 53 | 70 | 32040 X |
| 220 | 340 | 76 | 57 | 76 | 32044 X |
| 240 | 360 | 76 | 57 | 76 | 32048 X |

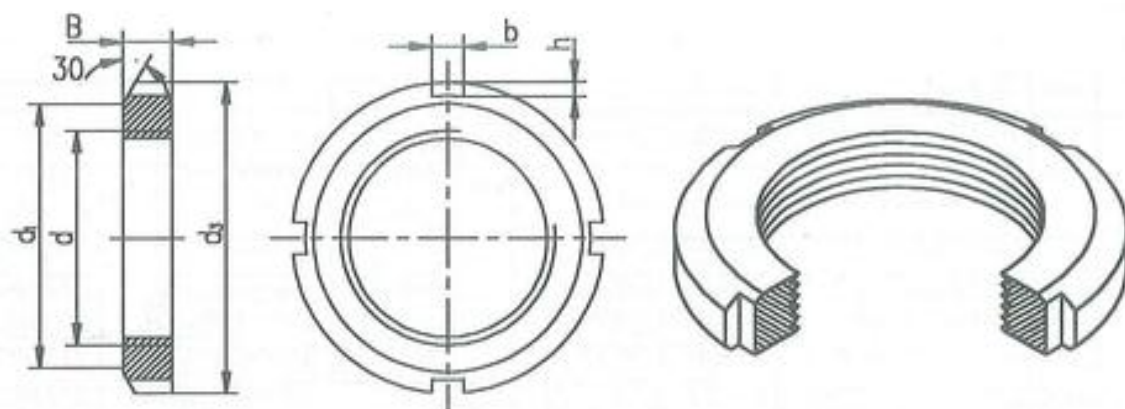


| d | D | B | Agujero cilíndrico | Agujero cónico |
|----|-----|----|--------------------|----------------|
| 20 | 52 | 15 | 21304 C | - |
| 25 | 52 | 18 | 22205 C | - |
| | 62 | 17 | 21305 C | - |
| 30 | 62 | 20 | 22206 C | - |
| | 72 | 19 | 21306 C | - |
| 35 | 72 | 23 | 22207 C | 22207 CK |
| | 80 | 21 | 21307 C | - |
| 40 | 80 | 23 | 22208 C | 22208 CK |
| | 90 | 23 | 21308 C | 21308 CK |
| | 90 | 33 | 22308 C | 22308 CK |
| 45 | 85 | 23 | 22209 C | 22209 CK |
| | 100 | 25 | 21309 C | 21309 CK |
| | 100 | 36 | 22309 C | 22309 CK |
| 50 | 90 | 23 | 22210 C | 22210 CK |
| | 110 | 27 | 21310 C | 21310 CK |
| | 110 | 40 | 22310 C | 22310 CK |
| 55 | 100 | 25 | 22211 C | 22211 CK |
| | 120 | 29 | 21311 C | 21311 CK |
| | 120 | 43 | 22311 C | 22311 CK |
| 60 | 110 | 28 | 22212 C | 22212 CK |
| | 130 | 31 | 21312 C | 21312 CK |
| | 130 | 46 | 22312 C | 22312 CK |
| 65 | 120 | 31 | 22213 C | 22213 CK |
| | 140 | 33 | 21313 C | 21313 CK |
| | 140 | 48 | 22313 C | 22313 CK |
| 70 | 125 | 31 | 22214 C | 22214 CK |
| | 150 | 35 | 21314 C | 21314 CK |
| | 150 | 51 | 22314 C | 22314 CK |
| 75 | 130 | 31 | 22215 C | 22215 CK |
| | 160 | 37 | 21315 C | 21215 CK |
| | 160 | 55 | 22315 C | 22315 CK |
| 80 | 140 | 33 | 22216 C | 22216 CK |
| | 170 | 39 | 21316 C | 21316 CK |
| | 170 | 58 | 22316 C | 22316 CK |

| d | D | B | Agujero cilíndrico | Agujero cónico |
|-----|-----|------|--------------------|----------------|
| 85 | 150 | 36 | 22217 C | 22217 CK |
| | 180 | 41 | 21317 C | 21317 CK |
| | 180 | 60 | 22317 C | 22317 CK |
| 90 | 160 | 40 | 22218 C | 22218 CK |
| | 160 | 52.4 | 23218 C | 23218 CK |
| | 190 | 43 | 21318 C | 21318 CK |
| | 190 | 64 | 22318 C | 23218 CK |
| 100 | 165 | 52 | 23120 C | 23120 CK |
| | 180 | 46 | 22220 C | 22220 CK |
| | 180 | 60.3 | 12110 C | 23220 CK |
| | 215 | 47 | 21320 C | 21320 CK |
| | 215 | 73 | 22320 C/W33 | 22320CK/W33 |
| 110 | 170 | 45 | 23022 C | - |
| | 180 | 56 | 23122 C | 23122 CK |
| | 180 | 69 | 24122 C | 24122CK30 |
| | 200 | 53 | 22222 C | 22222 CK |
| | 200 | 69.8 | 23222 C | 23222 CK |
| | 240 | 80 | 22322C/W33 | 22322CK/W33 |
| 120 | 180 | 46 | 23024 C | 23024 CK |
| | 180 | 60 | 24024 C | 24024 CK30 |
| | 200 | 62 | 23124 C | 23124 CK |
| | 200 | 80 | 24124 C | 24124 CK30 |
| | 215 | 58 | 22224C/W33 | 22224CK/W33 |
| | 215 | 76 | 23224C/W33 | 23224CK/W33 |
| | 260 | 86 | 22324C/W33 | 22324CK/W33 |
| 130 | 200 | 52 | 23026 C | 23026 CK |
| | 200 | 69 | 24026 C | 24026 CK30 |
| | 210 | 64 | 23126C/W33 | 23126CK/W33 |
| | 210 | 80 | 24126C/W33 | 24126CK/W33 |
| | 230 | 64 | 22226C/W33 | 22226CK/W33 |
| | 230 | 80 | 23226C/W33 | 22326CK/W33 |
| | 280 | 93 | 22326C/W33 | 22326XK/W33 |
| 140 | 210 | 53 | 23028C/W33 | 23028CK/W33 |
| | 210 | 69 | 24028C/W33 | 24028CK30/W33 |

| d | D | B | Agujero cilíndrico | Agujero cónico |
|-----|-----|-----|--------------------|----------------|
| | 225 | 68 | 23128C/W33 | 23128 CK/W33 |
| | 225 | 85 | 24128C/W33 | 24128CK30/W33 |
| | 250 | 68 | 22228C/W33 | 22228CK/W33 |
| | 250 | 88 | 23228C/W33 | 23228CK/W33 |
| | 300 | 102 | 22328C/W33 | 22328CK/W33 |
| 150 | 225 | 56 | 23030C/W33 | 23030CK/W33 |
| | 225 | 75 | 24030C/W33 | 24030CK30/W33 |
| | 250 | 80 | 23130C/W33 | 23130CK/W33 |
| | 250 | 100 | 24130C/W33 | 24130CK30/W33 |
| | 270 | 73 | 22230C/W33 | 22230CK/W33 |
| | 270 | 96 | 23230C/W33 | 23230CK/W33 |
| | 320 | 108 | 22330C/W33 | 22330CK/W33 |
| 160 | 240 | 60 | 23032C/W33 | 23032CK/W33 |
| | 240 | 80 | 24032C/W33 | 24032CK30/W33 |
| | 270 | 86 | 23132/W33 | 23132CK/W33 |
| | 270 | 109 | 24132/W33 | 24132CK30/W33 |
| 170 | 260 | 67 | 23034C/W33 | 23034CK/W33 |
| | 260 | 90 | 24034C/W33 | 24034CK30/W33 |
| | 280 | 88 | 23134C/W33 | 23134CK/W33 |
| | 280 | 109 | 24134C/W33 | 24134CK30/W33 |
| | 310 | 86 | 22234C/W33 | 22234XK/W33 |
| | 310 | 110 | 23234C/W33 | 23234CK/W33 |
| | 360 | 120 | 22334C/W33 | 22334CK/W33 |
| 180 | 280 | 74 | 23036C/W33 | 23036CK/W33 |
| | 280 | 100 | 24036C/W33 | 24036CK30/W33 |
| | 300 | 96 | 23136C/W33 | 23136CK/W33 |
| | 300 | 118 | 24136C/W33 | 24136XK30/W33 |
| | 320 | 86 | 22236C/W33 | 22236CK/W33 |
| | 320 | 112 | 23236C/W33 | 23236CK/W33 |
| | 380 | 126 | 22336C/W33 | 22336CK/W33 |
| 190 | 290 | 75 | 23038C/W33 | 23038CK/W33 |
| | 290 | 100 | 24038C/W33 | 24038CK30/W33 |
| | 320 | 104 | 23138C/W33 | 23138CK/W33 |
| | 320 | 128 | 24138C/W33 | 24138CK30/W33 |
| | 340 | 92 | 22238C/W33 | 22238CK/W33 |
| | 340 | 120 | 23238C/W33 | 23238CK/W33 |
| | 400 | 132 | 22338C/W33 | 22338CK/W33 |

| d | D | B | Agujero cilíndrico | Agujero cónico |
|-----|-----|-----|--------------------|-----------------|
| 200 | 310 | 82 | 23040C/W33 | 23040CK/W33 |
| | 310 | 109 | 24040C/W33 | 24040CK30/W33 |
| | 340 | 112 | 23140C/W33 | 23140CK/W33 |
| | 360 | 98 | 22240C/W33 | 22240CK/W33 |
| | 360 | 128 | 23240C/W33 | 23240CK/W33 |
| | 420 | 138 | 22340C/W33 | 22340CK/W33 |
| 220 | 340 | 90 | 23044C/W33 | 23044CK/W33 |
| | 340 | 118 | 24044C/W33 | 24044CK30/W33 |
| | 370 | 120 | 23144C/W33 | 24044CK/W33 |
| | 370 | 150 | 24144C/W33 | 24144CK30/W33 |
| | 400 | 108 | 22244C/W33 | 22244CK/W33 |
| | 400 | 144 | 23244C/W33 | 23244CK/W33 |
| | 460 | 145 | 22344C/W33 | 22344CK/W33 |
| 240 | 360 | 92 | 23048C/W33 | 23048CK/W33 |
| | 360 | 118 | 24048C/W33 | 24048CK30/W33 |
| | 400 | 128 | 23148C/W33 | 23148CK/W33 |
| | 400 | 160 | 24148C/W33 | 24148CK30/W33 |
| | 440 | 120 | 22248C/W33 | 22248CK/W33 |
| | 440 | 160 | 23248C/W33 | 23248CK/W33 |
| | 500 | 155 | 22348C/W33 | 24152CK30/W33 |
| 260 | 400 | 104 | 23052C/W33 | 23052CK/W33 |
| | 400 | 140 | 24052C/W33 | 24052CK30/W33 |
| | 440 | 144 | 23152C/W33 | 23152CK/W33 |
| | 440 | 180 | 24152C/W33 | 24152CK/W33 |
| 280 | 420 | 106 | 23056C/W33 | 23056CK/W33 |
| | 420 | 140 | 24056C/W33 | 24056CK30/W33 |
| | 460 | 146 | 23156C/W33 | 23156CK/W33 |
| | 460 | 180 | 24156C/W33 | 24156CK30/W33 |
| 300 | 460 | 118 | 23060C/W33 | 23060CK/W33 |
| | 460 | 160 | 24060C/W33 | 24060CK30/W33 |
| | 500 | 160 | 23160CA/W33 | 23160CAK/W33 |
| | 500 | 200 | 24160C/W33 | 24160CK30/W33 |
| 320 | 480 | 121 | 23064C/W33 | 23064CK/W33 |
| | 480 | 160 | 24064C/W33 | 24064CK30/W33 |
| | 540 | 176 | 23164CA/W33 | 23164CAK/W33 |
| | 540 | 218 | 24164CAB/W33 | 24164CABK30/W33 |



SERIE ESTRECHA

| Rosca d | d ₁ | d ₃ | B | b | h |
|-----------|----------------|----------------|----|----|-----|
| M 10x0.75 | 13.5 | 18 | 4 | 3 | 2 |
| M 12x1 | 17 | 22 | 4 | 3 | 2 |
| M 15x1 | 21 | 25 | 5 | 4 | 2 |
| M 17x1 | 24 | 28 | 5 | 4 | 2 |
| M 20x1 | 26 | 32 | 6 | 4 | 2 |
| M 22x1 | 28 | 34 | 6 | 4 | 2 |
| M 25x1.5 | 32 | 38 | 7 | 5 | 2 |
| M 28x1.5 | 36 | 42 | 7 | 5 | 2 |
| M 30x1.5 | 38 | 45 | 7 | 5 | 2 |
| M 32x1.5 | 40 | 48 | 8 | 5 | 2 |
| M 35x1.5 | 44 | 52 | 8 | 5 | 2 |
| M 40x1.5 | 50 | 58 | 9 | 6 | 2.5 |
| M 45x1.5 | 56 | 65 | 10 | 6 | 2.5 |
| M 50x1.5 | 61 | 70 | 11 | 6 | 2.5 |
| M 55x2 | 67 | 75 | 11 | 7 | 3 |
| M 60x2 | 73 | 80 | 11 | 7 | 3 |
| M 65x2 | 79 | 85 | 12 | 7 | 3 |
| M 70x2 | 85 | 92 | 12 | 8 | 3.5 |
| M 75x2 | 90 | 98 | 13 | 8 | 3.5 |
| M 80x2 | 95 | 105 | 15 | 8 | 3.5 |
| M 85x2 | 102 | 110 | 16 | 8 | 3.5 |
| M 90x2 | 108 | 120 | 16 | 10 | 4 |
| M 95x2 | 113 | 125 | 17 | 10 | 4 |
| M 100x2 | 120 | 130 | 18 | 10 | 4 |
| M 105x2 | 126 | 140 | 18 | 12 | 5 |
| M 110x2 | 133 | 145 | 19 | 12 | 5 |
| M 115x2 | 137 | 150 | 19 | 12 | 5 |
| M 120x2 | 138 | 155 | 20 | 12 | 5 |
| M 125x2 | 148 | 160 | 21 | 12 | 5 |
| M 130x2 | 149 | 165 | 21 | 12 | 5 |
| M 135x2 | 160 | 175 | 22 | 14 | 6 |
| M 140x2 | 160 | 180 | 22 | 14 | 6 |

SERIE ESTRECHA

| Rosca d | d ₁ | d ₃ | B | b | h |
|---------|----------------|----------------|----|----|---|
| M 145x2 | 171 | 190 | 24 | 14 | 6 |
| M 150x2 | 171 | 195 | 24 | 14 | 6 |
| M 155x3 | 182 | 200 | 25 | 16 | 7 |
| M 160x3 | 182 | 210 | 25 | 16 | 7 |
| M 165x3 | 193 | 210 | 26 | 16 | 7 |
| M 170x3 | 193 | 220 | 26 | 16 | 7 |
| M 180x3 | 203 | 230 | 27 | 18 | 8 |
| M 190x3 | 214 | 240 | 28 | 18 | 8 |
| M 200x3 | 226 | 250 | 29 | 18 | 8 |

SERIE ANCHA

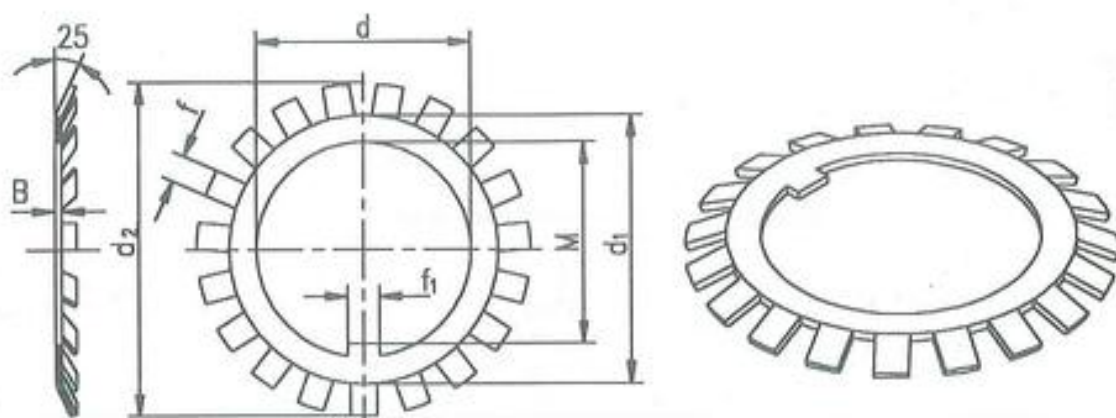
| Rosca d | d ₁ | d ₃ | B | b | h |
|----------|----------------|----------------|----|---|-----|
| M 15x1 | 21 | 25 | 8 | 4 | 2 |
| M 17x1 | 24 | 28 | 8 | 4 | 2 |
| M 20x1 | 26 | 32 | 9 | 4 | 2 |
| M 22x1 | 28 | 34 | 9 | 4 | 2 |
| M 25x1.5 | 32 | 38 | 10 | 5 | 2 |
| M 28x1.5 | 36 | 42 | 10 | 5 | 2 |
| M 30x1.5 | 38 | 45 | 10 | 5 | 2 |
| M 32x1.5 | 40 | 48 | 11 | 5 | 2 |
| M 35x1.5 | 44 | 52 | 11 | 5 | 2 |
| M 40x1.5 | 50 | 58 | 11 | 6 | 2.5 |
| M 45x1.5 | 56 | 65 | 12 | 6 | 2.5 |
| M 50x1.5 | 61 | 70 | 13 | 6 | 2.5 |
| M 55x2 | 67 | 75 | 13 | 7 | 3 |
| M 60x2 | 73 | 80 | 14 | 7 | 3 |
| M 65x2 | 79 | 85 | 14 | 7 | 3 |
| M 70x2 | 85 | 92 | 14 | 8 | 3.5 |
| M 75x2 | 90 | 98 | 15 | 8 | 3.5 |

Ejemplos de designación: Tuerca de fijación, estrecha E M 30x1.5 UNE 18-035-80

Tuerca de fijación, ancha A M 30x1.5 UNE 18-035-80

Concuerda con la Norma ISO 2982-1972 e ISO 2983-1975

ARANDELAS DE RETENCION CON LENGÜETA
INTERIOR RECTA. d 10-280 mm



| d | d ₁ | d ₂ | B | f ₁ | f | M |
|-----|----------------|----------------|------|----------------|----|-------|
| 10 | 13.5 | 21 | 1 | 3 | 3 | 8.5 |
| 12 | 17 | 25 | 1 | 3 | 3 | 10.5 |
| 15 | 21 | 28 | 1 | 4 | 4 | 13.5 |
| 17 | 24 | 32 | 1 | 4 | 4 | 15.5 |
| 20 | 26 | 36 | 1 | 4 | 4 | 18.5 |
| 22 | 28 | 38 | 1 | 4 | 4 | 20.5 |
| 25 | 32 | 42 | 1.25 | 5 | 5 | 23 |
| 28 | 36 | 46 | 1.25 | 5 | 5 | 26 |
| 30 | 38 | 49 | 1.25 | 5 | 5 | 27.5 |
| 32 | 40 | 52 | 1.25 | 5 | 5 | 29.5 |
| 35 | 44 | 57 | 1.25 | 6 | 5 | 32.5 |
| 40 | 50 | 62 | 1.25 | 6 | 6 | 37.5 |
| 45 | 56 | 69 | 1.25 | 6 | 6 | 42.5 |
| 50 | 61 | 72 | 1.25 | 6 | 6 | 47.5 |
| 55 | 67 | 81 | 1.5 | 8 | 7 | 52.5 |
| 60 | 73 | 86 | 1.5 | 8 | 7 | 57.5 |
| 65 | 79 | 92 | 1.5 | 8 | 7 | 62.5 |
| 70 | 85 | 98 | 1.5 | 8 | 8 | 66.5 |
| 75 | 90 | 104 | 1.5 | 8 | 8 | 71.5 |
| 80 | 95 | 112 | 1.75 | 10 | 8 | 76.5 |
| 85 | 102 | 119 | 1.75 | 10 | 8 | 81.5 |
| 90 | 108 | 126 | 1.75 | 10 | 10 | 86.5 |
| 95 | 113 | 133 | 1.75 | 10 | 10 | 91.5 |
| 100 | 120 | 142 | 1.75 | 12 | 10 | 96.5 |
| 105 | 126 | 145 | 1.75 | 12 | 12 | 100.5 |
| 110 | 133 | 154 | 1.75 | 12 | 12 | 105.5 |
| 115 | 137 | 159 | 2 | 12 | 12 | 110.5 |
| 120 | 138 | 164 | 2 | 14 | 12 | 115 |

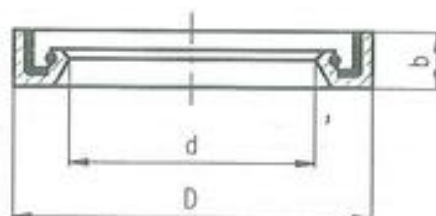
| d | d ₁ | d ₂ | B | f ₁ | f | M |
|-----|----------------|----------------|-----|----------------|----|-------|
| 125 | 148 | 170 | 2 | 14 | 12 | 120 |
| 130 | 149 | 175 | 2 | 14 | 12 | 125 |
| 135 | 160 | 185 | 2 | 14 | 14 | 130 |
| 140 | 160 | 192 | 2 | 16 | 14 | 135 |
| 145 | 172 | 202 | 2 | 16 | 14 | 140 |
| 150 | 171 | 205 | 2 | 16 | 14 | 145 |
| 155 | 182 | 212 | 2.5 | 16 | 16 | 147.5 |
| 160 | 182 | 217 | 2.5 | 18 | 16 | 154 |
| 165 | 193 | 222 | 2.5 | 18 | 16 | 154 |
| 170 | 193 | 232 | 2.5 | 18 | 16 | 164 |
| 180 | 203 | 242 | 2.5 | 20 | 18 | 174 |
| 190 | 214 | 252 | 2.5 | 20 | 18 | 184 |
| 200 | 226 | 262 | 2.5 | 20 | 18 | 194 |
| 220 | 250 | 292 | 3 | 24 | 20 | 213 |
| 240 | 270 | 312 | 3 | 24 | 20 | 233 |
| 260 | 300 | 342 | 3 | 28 | 24 | 253 |
| 280 | 320 | 362 | 3 | 28 | 24 | 273 |

DESIGNACION: Arandela de retención d UNE 18-036-78

Ejemplo de designación: Arandela de retención 30 UNE 18-036-78

Concuerda con la Norma ISO 2982-1972 e ISO 2983-1975

ANILLOS OBTURADORES



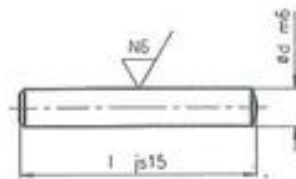
Designación: Anillo obturador $d \times D \times b$

| DIMENSIONES | | |
|-------------|-----|-----|
| d | D | b |
| 6 | 10 | 2.5 |
| 7 | 11 | 2.5 |
| 8 | 12 | 3 |
| 8 | 15 | 3 |
| 9 | 13 | 3 |
| 9 | 16 | 3 |
| 10 | 14 | 3 |
| 10 | 17 | 3 |
| 12 | 16 | 3 |
| 12 | 18 | 3 |
| 12 | 19 | 3 |
| 13 | 19 | 3 |
| 14 | 20 | 3 |
| 14 | 22 | 3 |
| 14 | 26 | 5 |
| 15 | 21 | 3 |
| 15 | 22 | 3 |
| 15 | 23 | 5 |
| 16 | 22 | 3 |
| 16 | 24 | 3 |
| 16 | 28 | 5 |
| 17 | 23 | 3 |
| 17 | 24 | 3 |
| 17 | 25 | 3 |
| 18 | 24 | 3 |
| 18 | 25 | 3 |
| 18 | 26 | 4 |
| 18 | 30 | 6 |
| 19 | 27 | 4 |
| 20 | 26 | 4 |
| 20 | 27 | 4 |
| 20 | 28 | 4 |

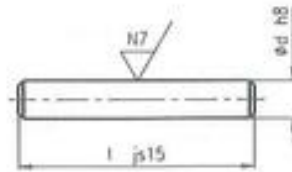
| DIMENSIONES | | |
|-------------|-----|-----|
| d | D | b |
| 20 | 30 | 4 |
| 20 | 32 | 4 |
| 20 | 32 | 6 |
| 21 | 29 | 4 |
| 22 | 28 | 4 |
| 22 | 29 | 4 |
| 22 | 30 | 4 |
| 22 | 32 | 6 |
| 22 | 35 | 6 |
| 24 | 31 | 4 |
| 24 | 32 | 4 |
| 25 | 32 | 4 |
| 25 | 33 | 4 |
| 25 | 35 | 6 |
| 25 | 37 | 6 |
| 26 | 34 | 4 |
| 28 | 35 | 4 |
| 28 | 37 | 4 |
| 28 | 38 | 6 |
| 28 | 39 | 6 |
| 28 | 40 | 6 |
| 29 | 38 | 4 |
| 30 | 37 | 4 |
| 30 | 40 | 4 |
| 30 | 42 | 6 |
| 32 | 42 | 4 |
| 32 | 45 | 6 |
| 35 | 42 | 4 |
| 35 | 45 | 4 |
| 35 | 47 | 6 |
| 35 | 52 | 5 |
| 37 | 47 | 4 |

| DIMENSIONES | | |
|-------------|-----|-----|
| d | D | b |
| 38 | 48 | 4 |
| 38 | 50 | 6 |
| 40 | 47 | 4 |
| 40 | 50 | 4 |
| 40 | 52 | 6 |
| 40 | 55 | 6 |
| 42 | 54 | 7 |
| 42 | 55 | 7 |
| 45 | 52 | 4 |
| 45 | 55 | 4 |
| 45 | 57 | 7 |
| 45 | 62 | 7 |
| 48 | 62 | 7 |
| 50 | 58 | 4 |
| 50 | 62 | 4 |
| 50 | 65 | 7 |
| 52 | 68 | 7 |
| 55 | 67 | 4 |
| 55 | 68 | 7 |
| 55 | 72 | 7 |
| 58 | 72 | 7 |
| 60 | 72 | 4 |
| 60 | 78 | 7 |
| 62 | 74 | 4 |
| 62 | 74 | 7 |
| 63 | 80 | 7 |
| 65 | 77 | 4 |
| 65 | 85 | 7 |
| 68 | 85 | 7 |
| 70 | 82 | 4 |
| 70 | 90 | 7 |
| 72 | 90 | 7 |

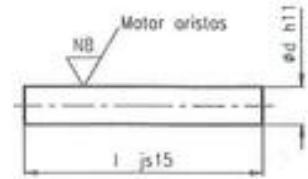
PASADORES CILINDRICOS



Tipo A



Tipo B



Tipo C

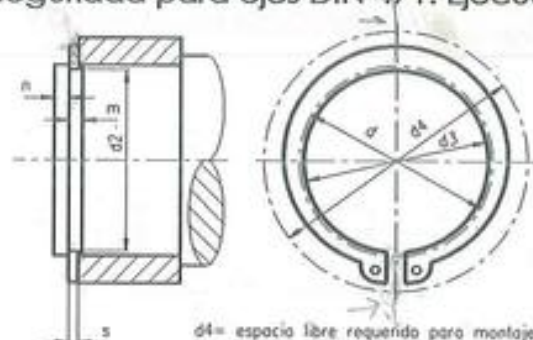
Designación: Pasador cilíndrico TIPO $d \times l$ UNE 17-061-79

Ejemplo: Pasador cilíndrico A 10×40 UNE 17-061-79

| Diámetro nominal d | | 0.6 | 0.8 | 1 | 1.2 | 1.5 | 2 | 2.5 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 | 16 | 20 | 25 | 30 | 40 | 50 |
|--|-----|-----|-----|---|-----|-----|---|-----|---|---|---|---|---|----|----|----|----|----|----|----|----|
| L
O
N
G
I
T
U
D
I
N
A
L | 2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 3 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 4 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 6 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 8 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 10 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 12 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 14 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 16 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 20 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 25 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 30 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 35 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 40 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 45 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 50 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 55 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 60 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 65 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 70 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 75 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 80 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 90 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 100 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 110 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 120 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 130 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 140 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 150 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 160 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 170 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 180 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 190 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 200 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Normas equivalentes: UNE 17-061, ISO 2338, DIN 7

Anillos de seguridad para ejes DIN 471. Ejecucion normal

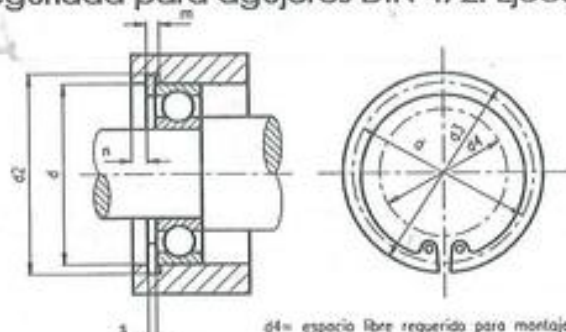


Designación: Anillo de seguridad d x s DIN 471

| Eje
d | Anillo | | Ranura | | | | d ₄ |
|----------|--------|----------------|----------------|------|-----|--|----------------|
| | s | d ₃ | d ₂ | m | n | | |
| 3 | 0.4 | 2.7 | 2.8 | 0.5 | 0.3 | | 7 |
| 4 | 0.4 | 3.7 | 3.8 | 0.5 | 0.3 | | 8.6 |
| 5 | 0.6 | 4.7 | 4.6 | 0.7 | 0.3 | | 10.3 |
| 6 | 0.7 | 5.6 | 5.7 | 0.8 | 0.5 | | 11.7 |
| 7 | 0.8 | 6.5 | 6.7 | 0.9 | 0.5 | | 13.5 |
| 8 | 0.8 | 7.4 | 7.6 | 0.9 | 0.6 | | 14.7 |
| 9 | 1 | 8.4 | 8.6 | 1.1 | 0.6 | | 16 |
| 10 | 1 | 9.3 | 9.6 | 1.1 | 0.6 | | 17 |
| 11 | 1 | 10.2 | 10.5 | 1.1 | 0.8 | | 18 |
| 12 | 1 | 11 | 11.5 | 1.1 | 0.8 | | 19 |
| 13 | 1 | 11.9 | 12.4 | 1.1 | 0.9 | | 20.2 |
| 14 | 1 | 12.9 | 13.4 | 1.1 | 0.9 | | 21.4 |
| 15 | 1 | 13.8 | 14.3 | 1.1 | 1.1 | | 22.6 |
| 16 | 1 | 14.7 | 15.2 | 1.1 | 1.2 | | 23.8 |
| 17 | 1 | 15.7 | 16.2 | 1.1 | 1.2 | | 25 |
| 18 | 1.2 | 16.5 | 17 | 1.3 | 1.5 | | 26.2 |
| 19 | 1.2 | 17.5 | 18 | 1.3 | 1.5 | | 27.2 |
| 20 | 1.2 | 18.5 | 19 | 1.3 | 1.5 | | 28.4 |
| 21 | 1.2 | 19.5 | 20 | 1.3 | 1.5 | | 29.6 |
| 22 | 1.2 | 20.5 | 21 | 1.3 | 1.5 | | 30.8 |
| 24 | 1.2 | 22.2 | 22.9 | 1.3 | 1.7 | | 33.2 |
| 25 | 1.2 | 23.2 | 23.9 | 1.3 | 1.7 | | 34.2 |
| 26 | 1.2 | 24.2 | 24.9 | 1.3 | 1.7 | | 35.5 |
| 28 | 1.5 | 25.9 | 26.6 | 1.6 | 2.1 | | 37.9 |
| 29 | 1.5 | 26.9 | 27.6 | 1.6 | 2.1 | | 39.1 |
| 30 | 1.5 | 27.9 | 28.6 | 1.6 | 2.1 | | 40.5 |
| 32 | 1.5 | 29.6 | 30.3 | 1.6 | 2.6 | | 43 |
| 34 | 1.5 | 31.5 | 32.3 | 1.6 | 2.6 | | 45.4 |
| 35 | 1.5 | 32.2 | 33 | 1.6 | 3 | | 46.8 |
| 36 | 1.75 | 33.2 | 34 | 1.85 | 3 | | 47.8 |
| 38 | 1.75 | 35.2 | 36 | 1.85 | 3 | | 50.2 |
| 40 | 1.75 | 36.5 | 37.5 | 1.85 | 3.8 | | 52.6 |
| 42 | 1.75 | 38.5 | 39.5 | 1.85 | 3.8 | | 55.7 |
| 45 | 1.75 | 41.5 | 42.5 | 1.85 | 3.8 | | 59.1 |
| 48 | 1.75 | 44.5 | 45.5 | 1.85 | 3.8 | | 62.5 |
| 50 | 2 | 45.8 | 47 | 2.15 | 4.5 | | 64.5 |
| 52 | 2 | 47.8 | 49 | 2.15 | 4.5 | | 66.7 |
| 55 | 2 | 50.8 | 52 | 2.15 | 4.5 | | 70.2 |
| 56 | 2 | 51.8 | 53 | 2.15 | 4.5 | | 71.6 |
| 58 | 2 | 53.8 | 55 | 2.15 | 4.5 | | 73.6 |
| 60 | 2 | 55.8 | 57 | 2.15 | 4.5 | | 75.6 |
| 62 | 2 | 57.8 | 59 | 2.15 | 4.5 | | 77.8 |
| 63 | 2 | 58.8 | 60 | 2.15 | 4.5 | | 79 |

| Eje
d | Anillo | | Ranura | | | | d ₄ |
|----------|--------|----------------|----------------|------|-----|--|----------------|
| | s | d ₃ | d ₂ | m | n | | |
| 65 | 2.5 | 60.8 | 62 | 2.65 | 4.5 | | 81.4 |
| 68 | 2.5 | 63.5 | 65 | 2.65 | 4.5 | | 84.8 |
| 70 | 2.5 | 65.5 | 67 | 2.65 | 4.5 | | 87 |
| 72 | 2.5 | 67.5 | 69 | 2.65 | 4.5 | | 89.2 |
| 75 | 2.5 | 70.5 | 72 | 2.65 | 4.5 | | 92.7 |
| 78 | 2.5 | 73.5 | 75 | 2.65 | 4.5 | | 96.1 |
| 80 | 2.5 | 74.5 | 76.5 | 2.65 | 5.3 | | 98.1 |
| 82 | 2.5 | 76.5 | 78.5 | 2.65 | 5.3 | | 100.3 |
| 85 | 3 | 79.5 | 81.5 | 3.15 | 5.3 | | 103.3 |
| 88 | 3 | 82.5 | 84.5 | 3.15 | 5.3 | | 106.5 |
| 90 | 3 | 84.5 | 86.5 | 3.15 | 5.3 | | 108.5 |
| 95 | 3 | 89.5 | 91.5 | 3.15 | 5.3 | | 114.8 |
| 100 | 3 | 94.5 | 96.5 | 3.15 | 5.3 | | 120.2 |
| 105 | 4 | 98 | 101 | 4.15 | 6 | | 125.8 |
| 110 | 4 | 103 | 106 | 4.15 | 6 | | 131.2 |
| 115 | 4 | 108 | 111 | 4.15 | 6 | | 137.3 |
| 120 | 4 | 113 | 116 | 4.15 | 6 | | 143.1 |
| 125 | 4 | 118 | 121 | 4.15 | 6 | | 149 |
| 130 | 4 | 123 | 126 | 4.15 | 6 | | 154.4 |
| 135 | 4 | 128 | 131 | 4.15 | 6 | | 159.8 |
| 140 | 4 | 133 | 136 | 4.15 | 6 | | 165.2 |
| 145 | 4 | 138 | 141 | 4.15 | 6 | | 170.6 |
| 150 | 4 | 142 | 145 | 4.15 | 7.5 | | 177.3 |
| 155 | 4 | 146 | 150 | 4.15 | 7.5 | | 182.3 |
| 160 | 4 | 151 | 155 | 4.15 | 7.5 | | 188 |
| 165 | 4 | 155.5 | 160 | 4.15 | 7.5 | | 193.4 |
| 170 | 4 | 160.5 | 165 | 4.15 | 7.5 | | 198.4 |
| 175 | 4 | 165.5 | 170 | 4.15 | 7.5 | | 203.4 |
| 180 | 4 | 170.5 | 175 | 4.15 | 7.5 | | 210 |
| 185 | 4 | 175.5 | 180 | 4.15 | 7.5 | | 215 |
| 190 | 4 | 180.5 | 185 | 4.15 | 7.5 | | 220 |
| 195 | 4 | 185.5 | 190 | 4.15 | 7.5 | | 225 |
| 200 | 4 | 190.5 | 195 | 4.15 | 7.5 | | 230 |
| 210 | 5 | 198 | 204 | 5.15 | 9 | | 240 |
| 220 | 5 | 208 | 214 | 5.15 | 9 | | 250 |
| 230 | 5 | 218 | 224 | 5.15 | 9 | | 260 |
| 240 | 5 | 228 | 234 | 5.15 | 9 | | 270 |
| 250 | 5 | 238 | 244 | 5.15 | 9 | | 280 |
| 260 | 5 | 245 | 252 | 5.15 | 12 | | 294 |
| 270 | 5 | 255 | 262 | 5.15 | 12 | | 304 |
| 280 | 5 | 265 | 272 | 5.15 | 12 | | 314 |
| 290 | 5 | 275 | 282 | 5.15 | 12 | | 324 |
| 300 | 5 | 285 | 292 | 5.15 | 12 | | 334 |

Anillos de seguridad para agujeros DIN 472. Ejecucion normal



d4= espacio libre requerido para montaje

Designación: Anillo de seguridad d x s DIN 472

| Ø eje
d | Anillo | | Ranura | | | d ₄ |
|------------|--------|----------------|----------------|------|-----|----------------|
| | s | d ₃ | d ₂ | m | n | |
| 8 | 0.8 | 8.7 | 8.4 | 0.9 | 0.6 | 2 |
| 9 | 0.8 | 9.8 | 9.4 | 0.9 | 0.6 | 3.7 |
| 10 | 1 | 10.6 | 10.4 | 0.9 | 0.6 | 3.3 |
| 11 | 1 | 11.8 | 11.4 | 1.1 | 0.6 | 4.1 |
| 12 | 1 | 13 | 12.5 | 1.1 | 0.8 | 4.9 |
| 13 | 1 | 14.1 | 13.6 | 1.1 | 0.9 | 5.4 |
| 14 | 1 | 15.1 | 14.6 | 1.1 | 0.9 | 6.2 |
| 15 | 1 | 16.2 | 15.7 | 1.1 | 1.1 | 7.2 |
| 16 | 1 | 17.3 | 16.8 | 1.1 | 1.2 | 8 |
| 17 | 1 | 18.3 | 17.8 | 1.1 | 1.2 | 8.8 |
| 18 | 1 | 19.5 | 19 | 1.1 | 1.5 | 9.4 |
| 19 | 1 | 20.5 | 20 | 1.1 | 1.5 | 10.4 |
| 20 | 1 | 21.5 | 21 | 1.1 | 1.5 | 11.2 |
| 21 | 1 | 22.5 | 22 | 1.1 | 1.5 | 12.2 |
| 22 | 1 | 23.5 | 23 | 1.1 | 1.5 | 13.2 |
| 24 | 1.2 | 25.9 | 25.2 | 1.3 | 1.8 | 14.8 |
| 25 | 1.2 | 26.9 | 26.2 | 1.3 | 1.8 | 15.5 |
| 26 | 1.2 | 27.9 | 27.2 | 1.3 | 1.8 | 16.1 |
| 28 | 1.2 | 30.1 | 29.4 | 1.3 | 2.1 | 17.9 |
| 30 | 1.2 | 32.1 | 31.4 | 1.3 | 2.1 | 19.9 |
| 31 | 1.2 | 33.4 | 32.7 | 1.3 | 2.6 | 20 |
| 32 | 1.2 | 34.4 | 33.7 | 1.3 | 2.6 | 20.6 |
| 34 | 1.5 | 36.5 | 35.7 | 1.6 | 2.6 | 22.6 |
| 35 | 1.5 | 37.8 | 37 | 1.6 | 3 | 23.6 |
| 36 | 1.5 | 38.8 | 38 | 1.6 | 3 | 24.6 |
| 37 | 1.5 | 39.8 | 39 | 1.6 | 3 | 25.4 |
| 38 | 1.5 | 40.8 | 40 | 1.6 | 3 | 26.4 |
| 40 | 1.75 | 43.5 | 42.5 | 1.85 | 3.8 | 27.8 |
| 42 | 1.75 | 45.5 | 44.5 | 1.85 | 3.8 | 29.6 |
| 45 | 1.75 | 48.5 | 47.5 | 1.85 | 3.8 | 32 |
| 47 | 1.75 | 50.5 | 49.5 | 1.85 | 3.8 | 33.5 |
| 48 | 1.75 | 51.5 | 50.5 | 1.85 | 3.8 | 34.5 |
| 50 | 2 | 54.2 | 53 | 2.15 | 4.5 | 36.3 |
| 52 | 2 | 56.2 | 55 | 2.15 | 4.5 | 37.9 |
| 55 | 2 | 59.2 | 58 | 2.15 | 4.5 | 40.7 |
| 56 | 2 | 60.2 | 59 | 2.15 | 4.5 | 41.7 |
| 58 | 2 | 62.2 | 61 | 2.15 | 4.5 | 43.5 |
| 60 | 2 | 64.2 | 63 | 2.15 | 4.5 | 44.7 |
| 62 | 2 | 66.2 | 65 | 2.15 | 4.5 | 46.7 |
| 63 | 2 | 67.2 | 66 | 2.15 | 4.5 | 47.7 |
| 65 | 2.5 | 69.2 | 68 | 2.65 | 4.5 | 49 |
| 68 | 2.5 | 72.5 | 71 | 2.65 | 4.5 | 51.6 |
| 70 | 2.5 | 74.5 | 73 | 2.65 | 4.5 | 53.6 |
| 72 | 2.5 | 76.5 | 75 | 2.65 | 4.5 | 55.6 |

| Ø eje
d | Anillo | | Ranura | | | d ₄ |
|------------|--------|----------------|----------------|------|-----|----------------|
| | s | d ₃ | d ₂ | m | n | |
| 75 | 2.5 | 79.5 | 78 | 2.65 | 4.5 | 58.6 |
| 78 | 2.5 | 82.5 | 81 | 2.65 | 4.5 | 60.1 |
| 80 | 2.5 | 85.5 | 83.5 | 2.65 | 5.3 | 62.1 |
| 82 | 2.5 | 87.5 | 85.5 | 2.65 | 5.3 | 64.1 |
| 85 | 3 | 90.5 | 88.5 | 3.15 | 5.3 | 66.9 |
| 88 | 3 | 93.5 | 91.5 | 3.15 | 5.3 | 69.9 |
| 90 | 3 | 95.5 | 93.5 | 3.15 | 5.3 | 71.9 |
| 92 | 3 | 97.5 | 95.5 | 3.15 | 5.3 | 73.7 |
| 95 | 3 | 100.5 | 98.5 | 3.15 | 5.3 | 76.5 |
| 98 | 3 | 103.5 | 101.5 | 3.15 | 5.3 | 79 |
| 100 | 3 | 105.5 | 103.5 | 3.15 | 5.3 | 80.6 |
| 102 | 4 | 108 | 106 | 4.15 | 6 | 82 |
| 105 | 4 | 112 | 109 | 4.15 | 6 | 85 |
| 108 | 4 | 115 | 112 | 4.15 | 6 | 88 |
| 110 | 4 | 117 | 114 | 4.15 | 6 | 88.2 |
| 112 | 4 | 119 | 116 | 4.15 | 6 | 90 |
| 115 | 4 | 122 | 119 | 4.15 | 6 | 93 |
| 120 | 4 | 127 | 124 | 4.15 | 6 | 96.9 |
| 125 | 4 | 132 | 129 | 4.15 | 6 | 101.9 |
| 130 | 4 | 137 | 134 | 4.15 | 6 | 106.9 |
| 135 | 4 | 142 | 139 | 4.15 | 6 | 111.5 |
| 140 | 4 | 147 | 144 | 4.15 | 6 | 116.5 |
| 145 | 4 | 152 | 149 | 4.15 | 6 | 121 |
| 150 | 4 | 158 | 155 | 4.15 | 7.5 | 124.8 |
| 155 | 4 | 164 | 160 | 4.15 | 7.5 | 129.8 |
| 160 | 4 | 169 | 165 | 4.15 | 7.5 | 132.7 |
| 165 | 4 | 174.5 | 170 | 4.15 | 7.5 | 137.7 |
| 170 | 4 | 179.5 | 175 | 4.15 | 7.5 | 141.6 |
| 175 | 4 | 184.5 | 180 | 4.15 | 7.5 | 146.6 |
| 180 | 4 | 189.5 | 185 | 4.15 | 7.5 | 150.2 |
| 185 | 4 | 194.5 | 190 | 4.15 | 7.5 | 155.2 |
| 190 | 4 | 199.5 | 195 | 4.15 | 7.5 | 160.2 |
| 195 | 4 | 204.5 | 200 | 4.15 | 7.5 | 165.2 |
| 200 | 4 | 209.5 | 205 | 4.15 | 7.5 | 170.2 |
| 210 | 5 | 222 | 216 | 5.15 | 9 | 180.2 |
| 220 | 5 | 232 | 226 | 5.15 | 9 | 190.2 |
| 230 | 5 | 242 | 236 | 5.15 | 9 | 200.2 |
| 240 | 5 | 252 | 246 | 5.15 | 9 | 210.2 |
| 250 | 5 | 262 | 256 | 5.15 | 9 | 220.2 |
| 260 | 5 | 275 | 268 | 5.15 | 12 | 226 |
| 270 | 5 | 285 | 278 | 5.15 | 12 | 236 |
| 280 | 5 | 295 | 288 | 5.15 | 12 | 246 |
| 290 | 5 | 305 | 298 | 5.15 | 12 | 256 |
| 300 | 5 | 315 | 308 | 5.15 | 12 | 266 |

PASADORES DE ALETAS



Designación: Pasador de aletas $d \times l$ UNE 17-059-78
Ejemplo: Pasador de aletas 2×20 UNE 17-059-78

| Diámetro nominal d^1 | | 0.6 | 0.8 | 1 | 1.2 | 1.5 | 2 | 2.5 | 3.2 | 4 | 5 | 6.3 | 8 | 10 | 13 | 16 | 20 |
|--|-----|-----|-----|-----|-----|-----|---|-----|-----|----|----|-----|----|----|----|-----|-----|
| L
O
N
G
I
T
U
D
I
N
A
L | 4 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 5 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 6 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 8 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 10 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 12 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 14 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 16 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 18 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 20 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 22 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 25 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 28 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 32 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 36 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 40 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 45 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 50 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 56 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 63 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 71 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 80 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 90 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 100 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 112 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 125 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 140 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 160 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 180 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 200 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 224 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 250 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 280 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Tornillos ² | | > | 2.5 | 3.5 | 4.5 | 5.5 | 7 | 9 | 11 | 14 | 20 | 27 | 39 | 56 | 80 | 120 | 170 |
| | | ≤ | 2.5 | 3.5 | 4.5 | 5.5 | 7 | 9 | 11 | 14 | 20 | 27 | 39 | 56 | 80 | 120 | 170 |
| Ejes ³ | | > | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 9 | 12 | 17 | 23 | 29 | 44 | 69 | 110 | 160 |
| | | ≤ | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 9 | 12 | 17 | 23 | 29 | 44 | 69 | 110 | 160 |

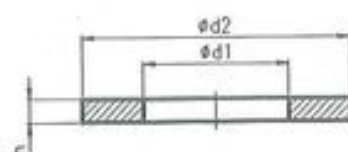
Normas equivalentes: UNE 17-059, ISO 1234, DIN 94

¹ Diámetro nominal = Diámetro del agujero pasante

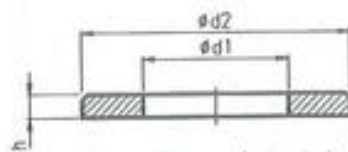
² Empleados para los diámetros nominales de rosca especificados

³ Empleados para los diámetros especificados

ARANDELAS PLANAS



Forma A: sin bisel



Forma B: con bisel exterior

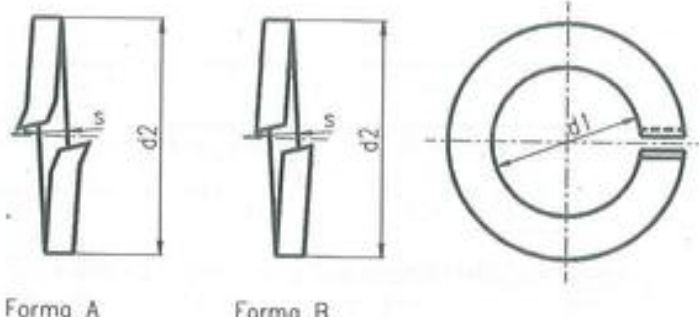
Designación: Arandela "forma" d DIN 125

Ejemplo: Arandela B 41 DIN 125

| Diám.
nominal
d | Para
rosca : | Diám.
interior
d_1 | Diám.
exterior
d_2 | Espesor
h |
|-------------------------|-----------------|----------------------------|----------------------------|----------------|
| 1.7 | 1.6 | 1.7 | 4 | 0.3 |
| 1.8 | 1.7 | 1.8 | 4.5 | 0.3 |
| 2.2 | 2 | 2.2 | 5 | 0.3 |
| 2.5 | 2.3 | 2.5 | 6 | 0.5 |
| 2.7 | 2.5 | 2.7 | 6 | 0.5 |
| 2.8 | 2.6 | 2.8 | 7 | 0.5 |
| 3.2 | 3 | 3.2 | 7 | 0.5 |
| 3.7 | 3.5 | 3.7 | 8 | 0.5 |
| 4.3 | 4 | 4.3 | 9 | 0.38 |
| 5.3 | 5 | 5.3 | 10 | 1 |
| 6.4 | 6 | 6.4 | 12 | 1.6 |
| 7.4 | 7 | 7.4 | 14 | 1.6 |
| 8.4 | 8 | 8.4 | 16 | 1.6 |
| 10.5 | 10 | 10.5 | 20 | 2 |
| 13 | 12 | 13 | 24 | 2.5 |
| 15 | 14 | 15 | 28 | 2.5 |
| 17 | 16 | 17 | 30 | 3 |
| 19 | 18 | 19 | 34 | 3 |
| 21 | 20 | 21 | 37 | 3 |
| 23 | 22 | 23 | 39 | 3 |
| 25 | 24 | 25 | 44 | 4 |
| 27 | 26 | 27 | 50 | 4 |
| 28 | 27 | 28 | 50 | 4 |
| 29 | 28 | 29 | 50 | 4 |
| 31 | 30 | 31 | 56 | 4 |
| 33 | 32 | 33 | 60 | 5 |
| 34 | 33 | 34 | 60 | 5 |
| 36 | 35 | 36 | 66 | 5 |
| 37 | 36 | 37 | 66 | 5 |
| 39 | 38 | 39 | 72 | 6 |
| 40 | 39 | 40 | 72 | 6 |

| Diám.
nominal
d | Para
rosca : | Diám.
interior
d_1 | Diám.
exterior
d_2 | Espesor
h |
|-------------------------|-----------------|----------------------------|----------------------------|----------------|
| 41 | 40 | 41 | 72 | 6 |
| 43 | 42 | 43 | 78 | 7 |
| 46 | 45 | 46 | 85 | 7 |
| 50 | 48 | 50 | 92 | 8 |
| 52 | 50 | 52 | 92 | 8 |
| 54 | 52 | 54 | 98 | 8 |
| 57 | 55 | 57 | 105 | 9 |
| 58 | 56 | 58 | 105 | 9 |
| 60 | 58 | 60 | 110 | 9 |
| 62 | 60 | 62 | 110 | 9 |
| 66 | 64 | 66 | 115 | 9 |
| 70 | 68 | 70 | 120 | 10 |
| 74 | 72 | 74 | 125 | 10 |
| 78 | 76 | 78 | 135 | 10 |
| 82 | 80 | 82 | 140 | 12 |
| 87 | 85 | 87 | 145 | 12 |
| 93 | 90 | 93 | 160 | 12 |
| 98 | 95 | 98 | 165 | 12 |
| 104 | 100 | 104 | 175 | 14 |
| 109 | 105 | 109 | 180 | 14 |
| 114 | 110 | 114 | 185 | 14 |
| 119 | 115 | 119 | 200 | 14 |
| 124 | 120 | 124 | 210 | 16 |
| 129 | 125 | 129 | 220 | 16 |
| 134 | 130 | 134 | 220 | 16 |
| 139 | 135 | 139 | 230 | 16 |
| 144 | 140 | 144 | 240 | 18 |
| 149 | 145 | 149 | 250 | 18 |
| 155 | 150 | 155 | 250 | 18 |
| 165 | 160 | 165 | 250 | 18 |

ARANDELAS ELÁSTICAS



Designación: Arandela elástica "forma" d DIN 127

Ejemplo: Arandela elástica A 4 DIN 127

| Diám.
nominal
d | Para
rosca : | Diám.
interior
d_1 | Diám.
exterior
d_2 | Espesor
s |
|-------------------------|-----------------|----------------------------|----------------------------|----------------|
| 2 | 2 | 2.4 | 4.4 | 0.5 |
| 2.2 | 2.2 | 2.6 | 4.8 | 0.6 |
| 2.5 | 2.5 | 2.9 | 5.1 | 0.6 |
| 3 | 3 | 3.4 | 6.2 | 0.8 |
| 3.5 | 3.5 | 3.9 | 6.7 | 0.8 |
| 4 | 4 | 4.4 | 7.6 | 0.9 |
| 5 | 5 | 5.4 | 9.2 | 1.2 |
| 6 | 6 | 6.5 | 11.8 | 1.6 |
| 7 | 7 | 7.5 | 12.8 | 1.6 |
| 8 | 8 | 8.5 | 14.8 | 2 |
| 10 | 10 | 10.7 | 18.1 | 2.2 |
| 12 | 12 | 12.7 | 21.1 | 2.5 |
| 14 | 14 | 14.7 | 24.1 | 3 |
| 16 | 16 | 17 | 27.4 | 3.5 |
| 18 | 18 | 19 | 29.4 | 3.5 |
| 20 | 20 | 21.2 | 33.6 | 4 |
| 22 | 22 | 23.5 | 35.9 | 4 |
| 24 | 24 | 25.5 | 40 | 5 |
| 27 | 27 | 28.5 | 43 | 5 |
| 30 | 30 | 31.7 | 48.2 | 6 |
| 36 | 36 | 37.7 | 58.2 | 6 |
| 39 | 39 | 40.7 | 61.2 | 6 |
| 42 | 42 | 43.7 | 68.2 | 7 |
| 45 | 45 | 46.7 | 71.2 | 7 |
| 48 | 48 | 50.5 | 75 | 7 |
| 52 | 52 | 54.5 | 83 | 8 |
| 56 | 56 | 58.5 | 87 | 8 |
| 60 | 60 | 62.5 | 91 | 8 |
| 64 | 64 | 66.5 | 95 | 8 |
| 68 | 68 | 70.5 | 99 | 8 |
| 72 | 72 | 74.5 | 103 | 8 |
| 80 | 80 | 82.5 | 111 | 8 |
| 90 | 90 | 92.5 | 121 | 8 |
| 100 | 100 | 102.5 | 131 | 8 |

BIBLIOGRAFÍA

- Bachmann, A. y Forberg, R.: *Dibujo Técnico*. Labor. Madrid, 1970.
- Bogoliúbov, S.: *Dibujo Técnico*. Mir. Moscú, 1988.
- Cabanellas, J. M.; Carretero, A.; Scala, R. M. y Valenciano, A.: *Ejercicios de Dibujo Técnico*. Sección de Publicaciones ETSII UPM. Madrid, 1994.
- Chevalier, A.: *Dibujo Industrial*. Limusa. México, 1992.
- Félez, J. y Martínez, M. L.: *Representación y Normalización Industrial*. Sección de Publicaciones ETSII UPM, Madrid, 1993.
- Ferré Masip, R.: *Diseño Industrial por Computador*. Marcombo Boixareu Editores. Barcelona, 1987.
- French, Th. E. y Vierck, Ch. J.: *Engineering Drawing and Graphic Technology*, 14ª ed. McGraw Hill. Nueva York, 1993.
- Gerling, H.: *Alrededor de las Máquinas Herramientas*, 3ª ed. Reverté. Barcelona, 1986.
- Giesecke F. y col.: *Dibujo Técnico*. Limusa. México, 1979.
- González Monsalve, M. y Palencia Cortés, J.: *Normalización Industrial*. Sevilla, 1969.
- Hidalgo de Caviedes, A.: *Dibujo Técnico Industrial*. Sección de Publicaciones ETSII UPM. Madrid, 1975.
- Jensen, C. y Mason, F.: *Fundamentos de Dibujo*. McGraw Hill. México, 1991.
- Larburu, N.: *Técnicas del Dibujo*. Paraninfo. Madrid, 1973.
- Leiceaga, J.: *Normas básicas de Dibujo Técnico*. AENOR. Madrid, 1994.
- Leiceaga, J.: *Normas de Dibujo Técnico*, 2 vols. Donostiarra. San Sebastián, 1986.
- Luzadder, W. J.: *Fundamentos de Dibujo en Ingeniería*. CECSA. México, 1974.
- Rodríguez de Abajo, F. J.: *Curso de Dibujo Geométrico y de Croquización*, 8ª ed. Marfil. Alcoy, 1985.
- Rodríguez de Abajo, F. J. y Álvarez Bengoa, V.: *Dibujo Técnico*. Donostiarra. San Sebastián, 1984.
- Rodríguez de Abajo, F. J. y Galarraga Astibia, R.: *Normalización del Dibujo Industrial*. Donostiarra. San Sebastián, 1993.
- Rodríguez, W.: *The Modelling of Design Ideas*. McGraw Hill. Nueva York, 1992.
- Schneider, W. y Sappert, D.: *Manual Práctico de Dibujo Técnico*, 2ª ed. Reverte, Barcelona, 1990.
- Villanueva, M.: *Práctica del Dibujo Técnico*. URMO. Bilbao, 1967.
- Zorrilla, E. y Bermejo, M.: *Dibujo de Ingeniería*, 2 vols. Centro de publicaciones ETSII de Bilbao. Bilbao, 1986.
- Zubiaurre, E.: *Dibujo Técnico II*. Universidad de Zaragoza. Zaragoza, 1980.

CATÁLOGOS Y NORMAS

Ejemplos de aplicación de rodamientos. INA.

Normas DIN Manual 1. Normas fundamentales. Balzola. Bilbao, 1977.

Normas DIN Manual 2. Normas de Dibujo. Balzola. Bilbao, 1977.

Catálogo General. SKF, 1977.

Manual de normas UNE sobre dibujo. AENOR. Madrid, 1995.

Irma Jimenez
Calculaciones
ATM 257 mayúsculas
Eopo etc Técnico



El manual *Dibujo Industrial* recoge un compendio de métodos, técnicas de representación y normalización relativos al dibujo. Algunos de los objetivos del libro son:

- Desarrollar la capacidad de ver e imaginar las formas geométricas en el espacio e interpretar la información gráfica.
- Resolver problemas técnicos de forma creativa.
- Utilizar adecuadamente los recursos y técnicas que la expresión gráfica nos facilita; percibiendo los valores del lenguaje técnico como medio de comunicación.
- Conocer la terminología y los convencionalismos que permiten una universalidad en esta forma de lenguaje.

No obstante, Jesús Félez y María Luisa Martínez, profesores titulares de Dibujo Técnico de la ETS de Ingenieros Industriales de la Universidad Politécnica de Madrid, han querido hacer algo más que dar a conocer la representación gráfica de algunos elementos: han dado al texto una orientación tendente al diseño industrial propiamente dicho y a la creatividad, haciendo especial hincapié en la función de cada elemento, para qué sirve, en qué casos se utiliza o cuál es la forma de montarlo en un conjunto.